

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Министерство образования Российской Федерации
Ульяновский государственный технический университет

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

**Сборник научных трудов
научно-исследовательской лаборатории
“Теплоэнергетические системы и установки” УлГТУ.
Выпуск 1**

УЛЬЯНОВСК 2002

УДК [621.311.22:697.34]+[620.9:662.92](04)

ББК 31.3+31.38 я 43

Т 34

Редакционная коллегия:

В. И. Шарапов – главный редактор,

М. Е. Орлов, М. А. Сивухина – научные редакторы,

Е. В. Макарова, П. Б. Пазушкин – секретари редколлегии

УДК [621.311.22:697.34]+[620.9:662.92](04)

Теплоэнергетика и теплоснабжение: Сборник научных трудов научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ. Выпуск 1. – Ульяновск: УлГТУ, 2002. – 196 с.

В сборник вошли работы сотрудников научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» кафедры ТГВ Ульяновского государственного технического университета по актуальным проблемам энергосбережения в теплоэнергетических установках и системах теплоснабжения. Материалы сборника предназначены для специалистов по теплоэнергетике и городскому хозяйству, аспирантов, магистрантов и студентов теплотехнических специальностей вузов.

ISBN 5-89146-306-7

© Коллектив авторов, 2002.

© Оформление УлГТУ, 2002.

УДК 620.92.004.18

В. И. ШАРАПОВ

Основные направления работы НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ

Научно-исследовательская лаборатория «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) создана в апреле 1991 г. Основной целью деятельности лаборатории является обеспечение условий для успешного выполнения ведущихся на кафедре ТТВ госбюджетных и хоздоговорных научно-исследовательских работ по совершенствованию систем теплоснабжения, тепловых электростанций, котельных, турбинных, водоподготовительных, теплоиспользующих установок. Кроме того, при формировании лаборатории ставилась задача создать базу для эффективной работы аспирантуры по специальности 05.14.14 «Тепловые электрические станции, их энергетические системы и агрегаты» и магистратуры по программе 550111 «Теплогазоснабжение населенных мест и предприятий». В состав сотрудников лаборатории входят преподаватели, аспиранты, магистранты.

За 11 лет деятельности лаборатории ее сотрудниками выполнен ряд важнейших научно-исследовательских работ по заказам РАО «ЕЭС России», Министерства образования России, энергосистем, тепловых электростанций, муниципальных теплоснабжающих предприятий, научно-исследовательских и проектных институтов. По заданию Минтопэнерго России в лаборатории разработан ряд отраслевых нормативных документов по эксплуатации и проектированию тепловых электростанций и систем теплоснабжения. Созданные в лаборатории разработки успешно используются на теплоэнергетических предприятиях Поволжья и Сибири, Заполярья и Северо-Запада России, Дальнего Востока и Урала, Литвы и Узбекистана, Украины и Белоруссии.

Сотрудниками НИЛ ТЭСУ опубликовано 7 монографий, около 300 статей, запатентовано более 180 изобретений. В последние четыре года в лаборатории защищены одна докторская и шесть кандидатских диссертаций.

Лаборатория имеет представительство в ряде диссертационных советов, редакционных коллегиях научно-технических журналов, отраслевых

академиях, региональных советах по энергосбережению.

НИЛ ТЭСУ сотрудничает со специалистами многих вузов, проектных институтов, НИИ, заводов-изготовителей теплоэнергетического оборудования, энергосистем, тепловых электростанций, муниципальных организаций и промышленных предприятий.

Ежегодно на базе лаборатории проводятся научно-технические конференции и семинары различного уровня, которые собирают ведущих ученых в области теплоэнергетики и теплоснабжения и специалистов-практиков.

Основные направления научных исследований и разработок НИЛ ТЭСУ:

- совершенствование способов управления технологическими процессами теплоэнергетических установок;
- исследование работы систем теплоснабжения в условиях экономического кризиса и разработка методов повышения их эффективности;
- совершенствование технологий обеспечения пиковой тепловой мощности тепловых электростанций;
- совершенствование технологий регулирования нагрузки систем теплоснабжения;
- исследование и разработка технологий подогрева потоков подпиточной воды теплосети в теплофикационных паротурбинных установках;
- исследование и разработка технологий подогрева и противокоррозионной обработки потоков питательной воды котлов ТЭЦ;
- исследование и разработка энергосберегающих технологий термической деаэрации воды на тепловых электростанциях;
- совершенствование технологий транспорта и утилизации пара термических деаэраторов;
- совершенствование технологий дскарбонизации и обезжелезивания воды в теплоэнергетических водоподготовительных установках;
- исследование факторов внутренней коррозии систем теплоснабжения, не связанных с водоподготовкой на теплоисточниках;
- разработка и исследование методов повышения энергетической эффективности теплогенерирующих установок с помощью глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива;
- повышение экологической безопасности технологических процессов в теплогенерирующих и теплоиспользующих установках.

Все перечисленные направления работы НИЛ ТЭСУ тесно связаны с энергосбережением в теплогенерирующих и теплоиспользующих установках систем теплоснабжения.

К достижениям лаборатории можно отнести завершение цикла экспериментальных и теоретических работ по совершенствованию технологий аэрации воды, создание серии энергосберегающих способов управления тепломассообменными аппаратами ТЭС, выполнение комплекса работ по повышению эффективности топливоиспользования в теплогенерирующих установках путем глубокого охлаждения продуктов сгорания, создание комплекса высокоэффективных технологий подготовки подпиточной воды теплосети, анализ и разработку технологий теплоснабжения в условиях экономического кризиса и посткризисный период.

Работы по исследованию массообмена и аэрогидродинамики в процессах аэрации воды позволили создать новые энергосберегающие технологии декарбонизации и обезжелезивания воды в теплоэнергетических установках, внести существенные изменения в методику проектирования декарбонизаторов. Материалы собственных исследований, а также отечественный и зарубежный опыт совершенствования аппаратов для аэрации воды обобщены в монографии [1]. В 2001 г. работы по аэрогидродинамике и массообмену в декарбонизаторах отмечены Медалью и премией Российской Академии наук и дипломом международного конкурса.

Разработанные в НИЛ ТЭСУ технологии управления тепломассообменными аппаратами [2, 3] позволяют снизить на 5-50 % энергетические затраты на декарбонизацию и термическую деаэрацию воды при гарантированном обеспечении заданного качества обрабатываемой воды. На новые технологии получено около 50 патентов на изобретения. В настоящее время ведется промышленное внедрение разработанных решений. Многие ведущие специалисты по водоподготовке убеждены, что эти решения получат широкое распространение на тепловых электростанциях.

Новые технологии получили высокое признание в России и за рубежом. Работа по их созданию отмечена Медалью и премией Российской Академии наук (2000 г.), дипломом Третьей Всероссийской специализированной выставки «Энергосбережение в регионах России – 2001» (Москва, ВВЦ), премией международного энергетического концерна “ASEA Brown Bowery” (ABB). В 2001 г. энергосберегающие технологии управления процессами дегазации воды успешно экспонировались на 50-м Всемирном салоне инноваций, научных исследований и новых технологий «Брюссель-

Эврика-2001» (Всемирном салоне изобретений). Сотрудники НИЛ ТЭСУ за разработку этих технологий награждены Золотой медалью Всемирного салона изобретений, а также единственные из участников Российской экспозиции – Специальным призом Правительства Бельгии за высокую эффективность разработок.

Внедрение результатов выполненных в НИЛ ТЭСУ теоретических и экспериментальных исследований методов глубокого охлаждения продуктов сгорания позволило повысить на 5-7 % эффективность топливоиспользования в котельных установках, работающих на природном газе. В отличие от других методов снижения потерь теплоты с уходящими газами исследуемые технологии характеризуются невысокими капитальными затратами на их реализацию. Благодаря этому также можно рассчитывать на их широкое распространение. Результаты исследований и промышленной проверки методов глубокого охлаждения продуктов сгорания подробно освещены в монографии [4]. В настоящее время перспективным направлением работы по этой тематике является поиск технологических потоков, которые бы обеспечили наибольшую эффективность охлаждения продуктов сгорания теплогенерирующих установок [5].

Лаборатория традиционно активно занимается исследованием и разработкой современных технологий подготовки воды для теплосети (до 1999 г. НИЛ называлась «Водоподготовительные установки систем теплоснабжения»). Большое внимание уделяется исследованию вакуумной деаэрации, являющейся основным средством противокоррозионной обработки подпиточной воды теплосети, методов, дополняющих вакуумную деаэрацию, технологиям подогрева подпиточной воды в паротурбинных установках ТЭЦ. Применение разработок по этой тематике позволяет снизить интенсивность внутренней коррозии систем теплоснабжения до уровня «коррозия практически отсутствует» и обеспечить на ТЭЦ годовую экономию до 30 тысяч тонн условного топлива на каждую 1000 т/ч производительности установки для подпитки теплосети. Разработки широко используются в различных регионах страны и странах СНГ, их применение регламентировано рядом подготовленных в лаборатории отраслевых нормативных документов, изданных в сборнике [6]. Кроме того, результаты исследований и разработок в этой области обобщены в монографии [7].

В последние годы значительное место в деятельности НИЛ ТЭСУ занимают анализ и разработка энергосберегающих технологий теплоснабжения в условиях экономического кризиса и посткризисный период. Иссле-

дования по этой остроактуальной тематике направлены на преодоление кризиса в теплоснабжении городов [8, 9].

Результаты выполненных в 2001 г. работ представлены в статьях сотрудников НИИ ТЭСУ, опубликованных в настоящем сборнике.

Список литературы

1. Шаранов В.И., Сивухина М.А. Декарбонизаторы. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 204 с.
2. Шаранов В.И., Сивухина М.А., Цюра Д.В. Выбор параметров регулирования теплообменных аппаратов водоподготовительных установок электростанций// Материалы IV Минского международного форума «Тепломассообмен-2000». Том 10 «Тепломассообмен в энергетических устройствах». Минск: АИК «Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова» НАНБ. 2000. С. 446 - 454.
3. Шаранов В.И., Цюра Д.В. О регулировании термических деаэраторов// Электрические станции. 2000. № 7. С. 21-24.
4. Куошов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 140 с.
5. Шаранов В.И., Орлов М.Е., Ротов П.В. О способах обеспечения пиковой тепловой мощности электростанций// Материалы Российского национального симпозиума по энергетике. Т.1. Казань. КГЭУ. 2001. С. 109-112.
6. Шаранов В.И. Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М.: СНО ОРГРЭС. 1997. 20 с.
7. Шаранов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
8. Шаранов В.И. Особенности теплоснабжения городов при дефиците топлива на электростанциях// Электрические станции. 1999. № 10. С. 63-66.
9. Шаранов В.И., Орлов М.Е., Ротов П.В. Современное состояние и пути совершенствования технологий регулирования нагрузки систем теплоснабжения// Научно-технический калейдоскоп. 2000. № 3. С. 62-71.

УДК 621.18-52

В. И. ШАРАПОВ

Принципы управления технологическими процессами

Эффективность любых производственных процессов в значительной степени зависит от способов управления ими. Технологии управления производственными процессами формируются с учетом имеющихся в данный исторический момент научных представлений об этих процессах, об их физической или химической сущности, о наиболее значимых режимных параметрах, влияющих на эффективность процессов. Кроме того, управление производственными процессами строится с учетом имеющихся технических возможностей, и, прежде всего, – средств контроля технологических параметров и средств автоматического регулирования.

Степень реализации в технологиях управления научных представлений о производственных процессах и технических возможностей управления процессами определяет уровень совершенства этих технологий.

Развитие технологий управления производственными процессами имеет сложный характер, поскольку определяется многими объективными и субъективными факторами.

Так, на определенном этапе развития ограниченность технических возможностей не позволяет в полной мере реализовать в производственных технологиях знания о природе процессов. В этих случаях создаются технологии управления, ориентированные на регулирование параметров, косвенно влияющих на эффективность процесса. Обычно предпринимаются попытки выбрать один из таких параметров, который можно было бы для упрощения управления поддерживать фиксированным независимо от условий протекания процесса.

С течением времени меняются технические возможности реализации технологий управления, однако зачастую это не приводит к совершенствованию этих технологий, потому что длительно применяемые, хорошо освоенные способы управления производственными процессами становятся привычными, «классическими», они априори считаются оптимальными.

С другой стороны, нередки случаи, когда развитие научных представлений о производственном процессе при наличии достаточных средств для

их реализации в способах управления этим процессом не приводит к улучшению этих способов – здесь также срабатывает инерционность восприятия происходящих изменений.

Рассмотрим логику развития и возможности совершенствования технологий управления производственными процессами на примере технологий управления процессами термической деаэрации воды.

Термическая деаэрация служит основным средством противокоррозионной обработки воды в теплоэнергетических установках и представляет собой физическую десорбцию из воды растворенных коррозионно-активных газов, прежде всего, – кислорода O_2 и диоксида углерода CO_2 , при нагревании воды до температуры насыщения. Процесс осуществляется в контактных теплообменниках – термических деаэраторах, в которые подаются обрабатываемая вода и греющий агент – пар или перегретая вода. Насыщенный неконденсирующимися газами выпар отводится из деаэраторов. Технической задачей при осуществлении термической деаэрации является обеспечение нормативного остаточного содержания O_2 и CO_2 в деаэрированной воде.

При проектировании и эксплуатации деаэрационных установок в качестве основного регулируемого параметра технологического процесса обычно принимается величина давления (разрежения) в деаэраторе или соответствующей ему температуры деаэрированной воды. Подразумевается, что принятый за оптимальный фиксированный уровень регулируемого параметра обеспечивает требуемое качество деаэрации воды. Поддержание рабочего давления или температуры деаэрированной воды в заданных пределах осуществляется путем изменения регулирующего параметра – расхода греющего агента, подаваемого в деаэратор.

Идея выбора рабочего давления или соответствующей ему температуры насыщения (кипения) в качестве основного регулируемого фактора процесса термической деаэрации высказывалась, пусть и в не вполне четкой форме, на заре создания деаэрационной техники [1]. Разработанная на ее основе технология управления термической деаэрацией сохранилась и при весьма высоком уровне развития теплоэнергетики [2, 3], несмотря на существенно изменившиеся технические возможности (в частности, серийный выпуск достаточно надежных датчиков содержания растворенных газов в воде и микропроцессорных авторегуляторов) и очевидные недостатки этой технологии.

Эти недостатки связаны с тем, что состояние насыщения водяных паров в деаэраторах является необходимым, но недостаточным условием

высокой эффективности термической деаэрации, соответственно, параметры, определяющие это состояние, не в полной мере определяют качество и экономичность работы деаэраторов.

Выбор рабочего давления в деаэраторе (температуры деаэрированной воды) в качестве регулируемого параметра в определенной мере оправдан в установках атмосферного и повышенного давления с относительно неизменным технологическим режимом. Однако и в этих установках поддержание заданного давления в деаэраторе не гарантирует высокого качества и экономичности деаэрации воды. В ряде случаев при заданной величине давления не обеспечивается нормативное качество противокоррозионной обработки воды, в других случаях для поддержания заданного давления требуется подача в деаэратор греющего агента в количестве, намного превосходящем необходимое для эффективной деаэрации.

В вакуумных деаэрационных установках параметры теплового и гидравлического режима могут изменяться в широких пределах, что создает возможности организации режимов термической деаэрации, оптимальных для каждой конкретной тепловой электростанции или котельной. К сожалению, применение традиционного способа регулирования не позволяет использовать эти возможности.

Все попытки совершенствования технологий управления процессами термической деаэрации осуществлялись в рамках устоявшегося подхода, путем поиска других регулируемых режимных параметров, но возможности более полно определяющих эффективность работы деаэраторов. Так, в качестве регулируемых параметров принимался удельный расход пара, величина нагрева воды в деаэраторе и другие факторы, косвенно влияющие на эффективность деаэрации [2].

Объективная оценка современных представлений о процессах деаэрации воды и технических возможностей организации автоматического регулирования этих процессов привела нас к разработке нового подхода к управлению термическими деаэраторами и другими теплообменными аппаратами теплоэнергетических установок [4, 5]. Сущность нового подхода заключается в использовании в качестве регулируемых факторов конечных параметров процесса. Для термической деаэрации такими конечными параметрами, в полной мере определяющими эффективность процесса, являются нормативные остаточные концентрации растворенного кислорода и свободного диоксида углерода в деаэрированной воде.

Основное достоинство нового подхода заключается в безусловном обеспечении нормативного качества термической деаэрации. Остальные, изменяемые параметры процесса деаэрации (регулирующие параметры) поддерживаются на необходимом и достаточном для выполнения этого условия уровне. Таким образом, исключаются возможности работы термических деаэраторов с недостаточными или, напротив, излишними энергетическими затратами.

Достаточно широкий спектр отечественных и зарубежных приборов автоматического контроля качества деаэрации и средств автоматического регулирования позволяет эффективно реализовать предложенный подход к управлению термическими деаэраторами в промышленных условиях. Контроль остаточного содержания растворенного кислорода в деаэрированной воде осуществляется с помощью автоматических кислородометров, для контроля остаточного содержания диоксида углерода целесообразно использовать автоматические *pH*-метры.

На основании сформулированного выше подхода создана и запатентована серия новых технических решений по оптимизации технологий термической деаэрации воды.

Проанализированы управляемые тепловые, гидравлические и химические параметры процессов термической деаэрации, которые было бы возможно наиболее эффективно использовать в качестве регулирующих параметров. Особенно большое количество параметров применимо для регулирования вакуумных деаэрационных установок. Выбор регулирующих параметров определяется составом оборудования и особенностями эксплуатации конкретной электростанции. Всего на основе нового подхода к организации технологий противокоррозионной обработки воды нами разработано и запатентовано около сорока технических решений по способам управления процессами дегазации с использованием различных регулирующих параметров.

Разработка нового подхода к управлению процессами термической деаэрации и создание серии технологий, в которых он реализуется, стали возможными прежде всего благодаря проведенным экспериментальным исследованиям, существенно расширившим представления об этих процессах [6, 7]. В результате экспериментов получены многофакторные математические модели процессов деаэрации. Эти модели устанавливают количественные связи между определяемыми конечными параметрами процесса деаэрации – целевыми функциями (остаточными концентрациями

растворенного кислорода, диоксида углерода и pH деаэрированной воды) и целым рядом изменяемых режимных параметров – факторов (расходами и температурами исходной воды и греющего агента, щелочностью исходной воды, начальным содержанием диоксида углерода в исходной воде и т.п.). Это предопределило в разработанных на основе нового подхода способах управления термическими деаэраторами использование целевых функций в качестве регулируемых параметров технологического процесса, а изменяемых режимных факторов – в качестве регулирующих параметров. Наличие многофакторных моделей позволяет оценить возможность, целесообразность и технико-экономическую эффективность новых технологий управления термической деаэрацией воды.

В качестве примера рассмотрим одно из технических решений, в которых реализуется новый подход к регулированию термических деаэраторов. Заданное качество деаэрации обеспечивается путем регулирования расхода перегретой воды, подаваемой в качестве греющего агента в вакуумный деаэратор [8, 9]. Более подробно новые технологии термической деаэрации рассмотрены в статье Д.В. Цюра [10].

На рис. 1. приведена схема вакуумной деаэрационной установки, в ко-

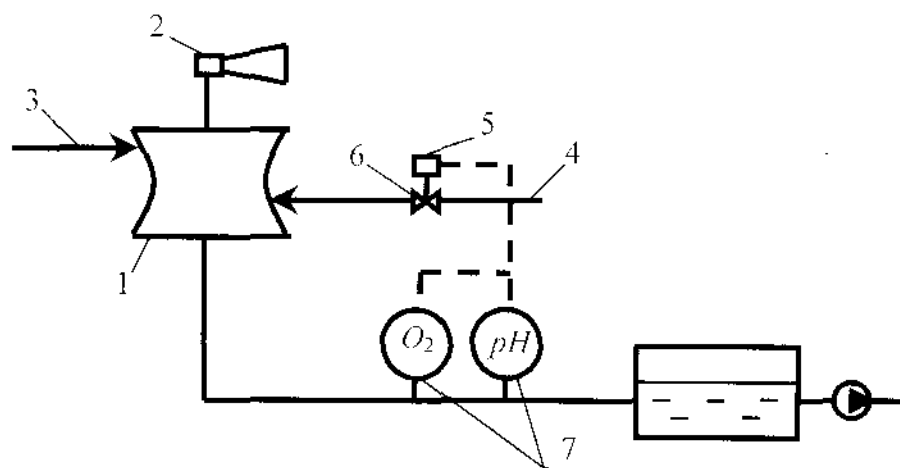


Рис. 1. Схема вакуумной деаэрационной установки с использованием в качестве регулируемых параметров заданных показателей качества деаэрированной воды, а в качестве регулирующего параметра – расхода греющего агента: 1 – вакуумный деаэратор; 2 – эжектор; 3 – трубопровод исходной химически очищенной воды; 4 – трубопровод перегретой воды; 5 – регулятор расхода перегретой воды; 6 – регулирующий клапан; 7 – датчики остаточного содержания растворенного кислорода и pH деаэрированной воды

торой используются способы деаэрации [8, 9]. Регулирование расхода греющего агента производится по величине нормативного остаточного

содержания растворенного кислорода в деаэрированной подпиточной воде 50 мкг/дм³ и по заданной величине $pH=8,33$, соответствующей отсутствию в воде свободного диоксида углерода. Датчиками 7 измеряется остаточное содержание кислорода и pH деаэрированной воды. При отклонении их от заданных величин регулятор 5 с помощью регулирующего клапана 6 изменяет расход перегретой воды на деаэратор 1, устанавливая тем самым его величину необходимой и достаточной для поддержания заданных величин pH и остаточного содержания кислорода.

Как уже отмечалось, возможность реализации и эффективность новой технологии вакуумной деаэрации можно оценить с помощью экспериментально полученных математических моделей вакуумных деаэрационных установок [6, 7]. Так, преобразовав уравнение регрессии, описывающее десорбцию растворенного кислорода в установке с серийным горизонтальным струйно-барботажным вакуумным деаэратором производительностью 800 т/ч, получим выражение для определения расхода греющего агента — перегретой воды $G_{г.а}$, т/ч, необходимого и достаточного для обеспечения нормативного остаточного содержания кислорода 50 мкг/дм³:

$$G_{г.а} = 250 + [G_{х.о.в} (0,0024t_{г.а}t_{х.о.в} - 0,24t_{х.о.в} - 0,1152t_{г.а} + 18) + t_{х.о.в} (96 - 1,44t_{г.а}) + 69,12t_{г.а} - 10440] / [G_{х.о.в} (0,1056 - 0,000576t_{г.а} - 0,001t_{х.о.в}) + 0,0864t_{г.а} + 0,44t_{х.о.в} - 29,76]. \quad (1)$$

Величины расходов деаэрируемой химически очищенной воды $G_{х.о.в}$ подставляются в формулу (1) в т/ч, температуры химически очищенной воды $t_{х.о.в}$ и перегретой воды $t_{г.а}$ — в °C.

В качестве критерия энергетической эффективности способов управления термическими деаэраторами нами предложено принять величину технологически необходимых энергетических затрат на осуществление процесса деаэрации при обеспечении нормативного качества десорбции растворенных газов. Поскольку на термическую деаэрацию расходуется энергия различного качества (тепловая и электрическая), энергетические затраты целесообразно оценивать по затратам эксергии на обработку 1 т или 1 м³ воды в деаэрационных установках [6].

Удельные затраты эксергии на термическую деаэрацию воды $E^{т.д}$, кДж/т, определяются по формуле

$$E^{т.д} = E_{э}^{т.д} + E_m^{т.д} + E_{г.а.д}^{т.д} - E_{д.в}, \quad (2)$$

где $E_{э}^{т.д}$ — затраты эксергии в виде электроэнергии; $E_m^{т.д}$ — затраты эксергии в виде теплоты на подогрев теплоносителей перед деаэратором;

$E_{c.o.a}^{m,\theta}$ – затраты эксергии на отвод выпара из деаэратора в пересчете на 1 т обрабатываемой воды; $E_{o.e}$ – эксергия деаэрированной воды.

Величина $E_{\gamma}^{m,\theta}$ численно равна затратам электроэнергии на транспорт теплоносителей и на создание необходимого давления перед деаэратором. Входящая в формулу (2) величина затрат эксергии на привод газоотводящих аппаратов $E_{c.o.a}^{m,\theta}$ учитывается только для вакуумных деаэрационных установок.

При подогреве исходной воды и греющего агента перед деаэратором паром величина $E_m^{m,\theta}$ рассчитывается по формуле

$$E_m^{m,\theta} = D[h_n - h_k - T_o(s_n - s_k)], \quad (3)$$

где D – количество пара, используемого для подогрева воды перед декарбонизатором (из расчета на 1 т декарбонизируемой воды), кг/т; h_n , h_k – энтальпии рабочего тела (пара) и конденсата, кДж/кг; s_n , s_k – энтропии рабочего тела и конденсата, кДж/(кг·К); T_o – абсолютная температура окружающей среды, К.

Эксергия 1 т деаэрированной воды с абсолютной температурой $T_{o.e}$ находится по формуле

$$E_{o.e} = G_{o.e} c_{o.e} (T_{o.e} - T_{u.e}) (1 - T_o / T_{o.e}), \quad (4)$$

где $G_{o.e}$, $c_{o.e}$ – количество (в данной формуле $G_{o.e} = 1000$ кг) и теплоемкость, кДж/(кг·К), декарбонизированной воды; $T_{u.e}$ – температура исходной воды до подогрева, К.

В качестве параметров окружающей среды принимаются параметры исходной воды до подогрева, т.е. $T_o = T_{u.e}$.

С помощью выражений (1)-(4) на рис. 2 построена графическая зависимость технологически необходимого расхода перегретой воды, изменяемого при применении новой технологии деаэрации [8, 9], от температуры перегретой воды при температуре исходной химически очищенной воды $t_{x.o.a} = 40^\circ\text{C}$ и нагрузке деаэратора ДВ-800 $G_{x.o.a} = 700$ т/ч (линия 1). Линия 3 показывает зависимость $G_{c.a} = f(t_{c.a})$ при традиционном методе регулирования по заданной величине абсолютного давления в вакуумном деаэраторе, обычно принимаемой равной $P_o = 0,32$ кгс/см², при том же сочетании величин $G_{x.o.a}$ и $t_{x.o.a}$.

Как следует из графиков на рис. 2, применение новой технологии дает возможность значительно снизить расход перегретой воды. Соответственно снижаются расход электроэнергии на транспорт греющего агента и энергетические затраты на деаэрацию. Линиями 2 и 4 на рис. 2 представлены

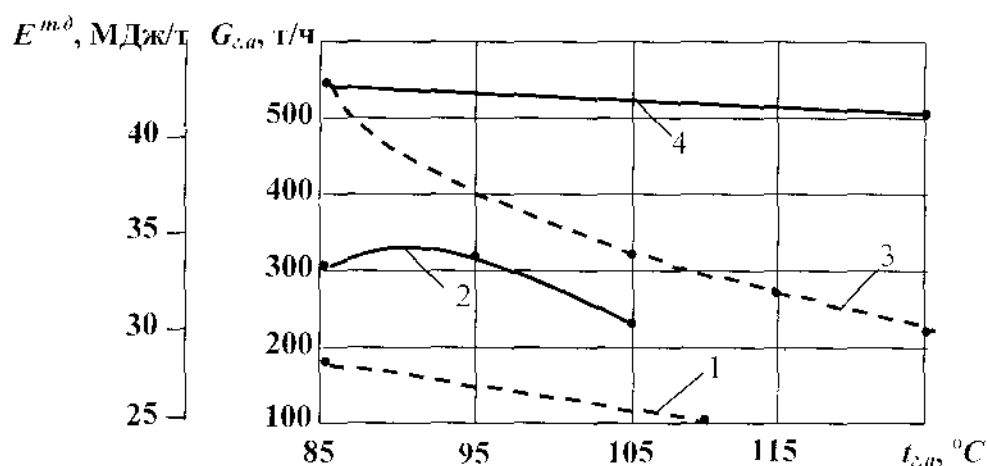


Рис. 2. Зависимости технологически необходимого расхода греющего агента – перегретой воды (пунктирные линии) и удельных затрат эксергии на деаэрацию (сплошные линии) от температуры перегретой воды при регулировании по заданному остаточному содержанию кислорода 50 мкг/дм^3 (линии 1 и 2) и по заданной величине абсолютного давления в деаэраторе $P_0 = 0,32 \text{ кгс/см}^2$ (линии 3 и 4). Зависимости построены при $t_{д.а.н} = 40 ^\circ\text{C}$; $G_{х.о.в} = 700 \text{ т/ч}$

зависимости удельных затрат эксергии $E^{m.\delta}$, МДж/т, на деаэрацию по новой и традиционной технологии деаэрации. Из сравнения этих зависимостей видно, что использование нового подхода к управлению деаэрационными установками дает существенную экономию энергетических затрат.

Аналогичный подход применен нами при разработке технологий управления процессами декарбонизации воды (первой ступени десорбции диоксида углерода) [5].

Анализ преимуществ нового подхода к управлению термическими деаэраторами и декарбонизаторами убеждает, что при его применении нормативная эффективность массообмена обеспечивается при минимально необходимых энергетических затратах. В большинстве случаев применение разработанных решений приводит к снижению энергетических затрат на декарбонизацию и термическую деаэрацию на 5-50 %. Так, использование технологий регулирования [8, 9] на вакуумной деаэрационной установке Саратовской ТЭЦ-5 с шестью деаэраторами ДВ-800 дает годовую экономию около 10 000 тонн условного топлива.

Однако главным достоинством рассматриваемого подхода к управлению процессами термической деаэрации и декарбонизации является не столько огромный эффект энергосбережения, сколько гарантированное обеспечение качества противокоррозионной обработки воды.

По существу этот подход является оптимальным, не имеющим в настоящее время сколько-нибудь равноценной альтернативы. После формулировки нового принципа организации технологий управления теплообменными аппаратами и реализации его в большой серии новых технических решений мы попытались ответить на естественный вопрос: почему этот, казалось бы, очевидный принцип не был предложен раньше, на протяжении более чем вековой истории развития техники для дегазации воды в теплоэнергетических установках.

По нашему мнению, существовали следующие основные препятствия для создания нового подхода к управлению термическими деаэраторами и другими теплообменными аппаратами. Безусловно, к таким препятствиям следует отнести отсутствие в течение длительного времени надежных приборов автоматического химического контроля качества воды. Во всяком случае, представления о способах управления теплообменными аппаратами для противокоррозионной обработки воды сформировались в столь давний период, когда создание этих приборов даже и не предполагалось.

В последние десятилетия, когда проблема автоматического контроля качества воды в основном была решена, главным препятствием стал определенный догматизм в подходе к совершенствованию технологий десорбции растворенных газов в аппаратах водоподготовительных установок. Этот догматизм проявлялся, в частности, в традиционности восприятия процессов теплообмена в этих аппаратах как однопараметрических. Длительное время предполагалось, что можно установить постоянной какую-то рациональную величину основного режимного параметра, например, фиксированную величину давления в деаэраторах, чтобы обеспечивалось приемлемое качество дегазации воды. Реальным шагом, позволившим преодолеть такое понимание процессов дегазации воды и создать эффективные технологии управления ими, явилось создание многофакторных моделей процессов декарбонизации и термической деаэрации. Эти модели, отражающие зависимости между определяемыми целевыми функциями (регулируемыми параметрами) и управляемыми (регулирующими) режимными параметрами, указали рассмотренный выше путь развития технологий управления процессами дегазации.

Приведенный пример показывает, что наибольшая эффективность технологий управления производственными процессами достигается при использовании в качестве регулируемых параметров конечных показателей эффективности этих процессов. Необходимым условием для создания оптимальных технологий управления является наличие технических возможностей для управления конечными показателями (регулируемыми параметрами) с помощью изменения регулирующих параметров. Создание высокоэффективных технологий управления производственными процессами существенно облегчается, если имеется аналитическое описание зависимостей этих конечных показателей эффективности от управляемых (регулирующих) режимных параметров процесса.

Выбор регулируемых и регулирующих параметров определяется характером производственного процесса. В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ проведен анализ целого ряда технологических процессов, реализуемых в теплоэнергетических установках и системах теплоснабжения. Установлено, что практически все эти процессы управляются по косвенным, промежуточным параметрам, несмотря на наличие технических возможностей для перехода к управлению по конечным показателям эффективности.

Так, управление гидравлическим режимом систем централизованного теплоснабжения традиционно осуществляется путем поддержания фиксированного давления сетевой воды в обратной магистрали на теплоисточнике с помощью регулирования расхода подаваемой в обратную магистраль подпиточной воды. Основной технической задачей, которую должно решить управление гидравлическим режимом системы теплоснабжения, является поддержание давления в обратной магистрали системы теплоснабжения в пределах, обеспечивающих заполнение и безопасность местных систем абонентов.

На рис. 3 изображена двухтрубная открытая система теплоснабжения и ее пьезометрический график. Расчетному режиму на графике соответствуют линии напоров 1 в подающей магистрали и 2 в обратной магистрали. При повышении разбора сетевой воды на горячее водоснабжение расход воды и гидравлическое сопротивление в обратном трубопроводе снижаются (линия 2'). Поддержание фиксированного давления в обратной магистрали на теплоисточнике в этом случае не гарантирует заполнения сетевой водой местных систем абонентов: линия напоров в обратной магистрали пересекает на определенной высоте первый от теплоисточника абонент, следовательно,

верхние этажи этого абонента при повышенном водоразборе опорожняются.

В соответствии со сформулированным выше принципом организации технологии управления для преодоления недостатков традиционного способа регулирования гидравлического режима целесообразно в качестве регулируемого параметра принять давление в обратной магистрали наиболее

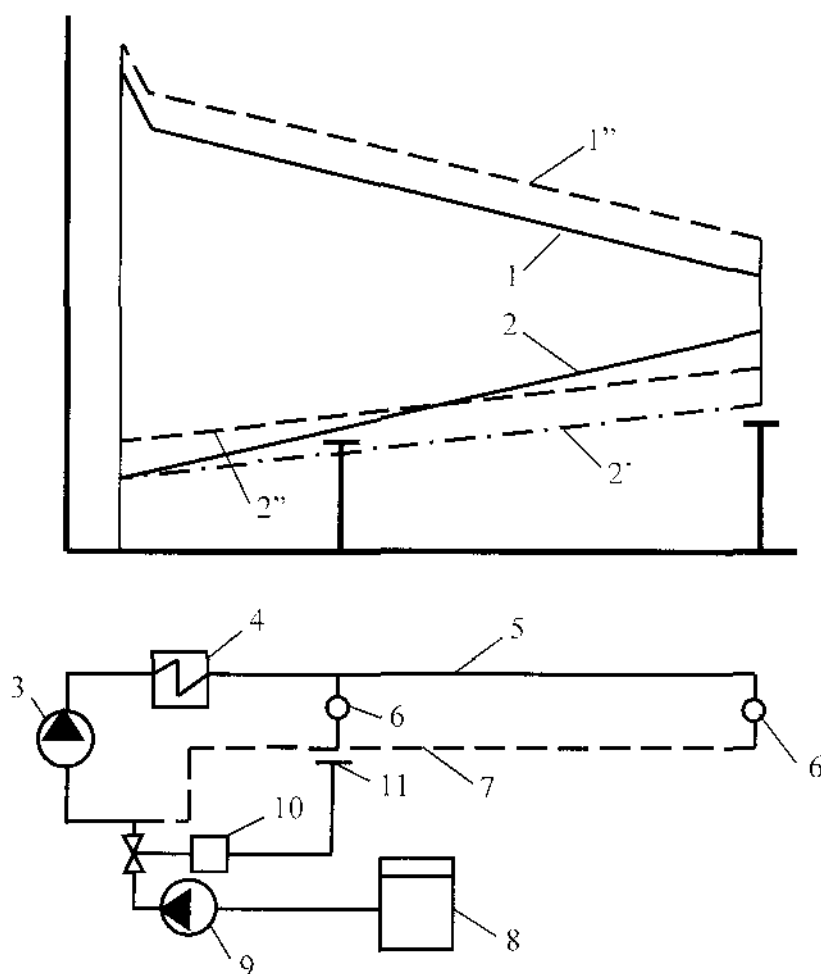


Рис. 3. Схема управления гидравлическим режимом и пьезометрический график двухтрубной открытой системы теплоснабжения при использовании в качестве регулируемого фактора давления в обратной магистрали «критического» абонента: 1 и 2 – пьезометрические линии расчетного гидравлического режима; 2' – пьезометрическая линия обратной магистрали для режима с повышенным разбором воды на горячее водоснабжение при традиционном способе регулирования; 1'' и 2'' – пьезометрические линии подающей и обратной магистрали для режима с повышенным водоразбором из теплосети при новой технологии регулирования; 3 – сетевой насос; 4 – водоподогревательная установка; 5 – подающая магистраль; 6 – абоненты; 7 – обратная магистраль; 8 – бак-аккумулятор; 9 – подпиточный насос; 10 – регулятор давления; 11 – датчик давления

неблагополучного абонента. Именно этот показатель определяет эффективность гидравлического режима системы теплоснабжения. При увеличении водоразбора из теплосети поддержание в заданных пределах давления в обратной магистрали критического для системы теплоснабжения абонента будет обеспечиваться за счет возрастания расхода подпиточной воды и давления в обратной магистрали на теплоисточнике (линия 2''). При этом способе может быть сохранена коррекция регулирования путем ограничения пределов изменения давления воды во всасывающих патрубках сетевых насосов.

Отметим, что выбор технических средств для реализации новой технологии управления гидравлическим режимом открытой системы теплоснабжения достаточно велик.

Аналогичным образом могут быть усовершенствованы способы управления многими производственными процессами парогенераторов, аппаратов водоподготовки и других объектов теплоэнергетических установок и систем.

За сравнительно небольшое время рассмотренный в статье подход к управлению технологическими процессами получил признание и высокую оценку отечественных и зарубежных специалистов. Участвовавшие в разработке основанных на этом подходе технологий сотрудники научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УЛГТУ награждены в 2000-2001 гг. двумя медалями Российской Академии наук, медалями, дипломами и премиями международных и Всероссийских конкурсов, золотой медалью и специальным призом Всемирного салона изобретений «Брюссель-Эврика-2001».

Новый подход к управлению разрабатывался применительно к технологическим процессам теплоэнергетики. На наш взгляд, применение технологий управления, основанных на использовании в качестве регулируемых факторов конечных показателей эффективности, весьма перспективно при совершенствовании производственных процессов во многих других отраслях техники. Новые технологии обеспечивают достижение заданного технического результата при минимально необходимых для этого энергетических затратах.

Выводы

1. Показано, что уровень совершенства технологий управления производственными процессами определяется степенью реализации в этих

- технологиях имеющихся в данный исторический момент научных представлений о процессах и технических возможностях управления.
2. Разработан новый подход к управлению производственными процессами, основанный на использовании в качестве регулируемых параметров конечных показателей эффективности этих процессов.
 3. Установлено, что для оценки возможности реализации и технико-экономической эффективности новых технологий управления целесообразно применение многофакторных математических моделей, описывающих зависимости конечных показателей эффективности от управляемых (регулирующих) режимных параметров производственных процессов.
 4. Показано, что разработанные на основе нового подхода технологии управления производственными процессами обеспечивают достижение заданного технического результата при максимально возможной энергетической эффективности реализуемых процессов.

Список литературы

1. Борович Л.А. Фабричные паровые котлы, устройство их и уход за ними. М.: Изд-во М.А. Нетыкса. 1893. 420 с.
2. Оликер И. И., Нермяков В. А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях. Л.: Энергия. 1971. 185 с.
3. Расчет и проектирование термических деаэраторов. РТМ 108.030.21-78. Л.: НИО ЦКТИ. 1979. 130 с.
4. Шаратов В.И., Цюра Д.В. О регулировании термических деаэраторов// Электрические станции, 2000. № 7. С. 21-24.
5. Шаратов В.И., Сивухина М.А., Цюра Д.В. Выбор параметров регулирования тепломассообменных аппаратов водоподготовительных установок электростанций// Материалы IV Минского международного форума по тепло- и массообмену. Том 10. Минск: НАНБ. 2000. С. 446-454.
6. Шаратов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
7. Шаратов В.И., Цюра Д.В. Экспериментальное исследование системы декарбонизатор - вакуумный деаэратор// Научно-технический калейдоскоп. 2000. № 3. С. 100-104.
8. Патент 2144508 (РФ). МПК⁷ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаратов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 2.
9. Патент 2144509 (РФ). МПК⁷ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаратов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 2.
10. Цюра Д.В. Технологии управления процессами термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках// Теплоэнергетика и теплоснабжение. Сборник трудов НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки». Вып. I. Ульяновск. 2002. С. 21-36.

УДК 621.187.12

Д. В. ЦЮРА

Технологии управления процессами термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках

Общая характеристика работы

Защита оборудования и трубопроводов тепловых электростанций и систем теплоснабжения от внутренней коррозии является одной из актуальнейших проблем теплоэнергетики. Отрицательными последствиями внутренней коррозии являются сокращение времени эксплуатации оборудования и трубопроводов тепловых сетей, ТЭС и котельных, а также значительное снижение мощности источников тепловой и электрической энергии.

К числу факторов, вызывающих внутреннюю коррозию, относится присутствие в воде растворенных коррозионно-активных газов: кислорода и диоксида углерода.

В отечественной и зарубежной теплоэнергетике основным методом противокоррозионной обработки питательной воды котлов и подпиточной воды систем теплоснабжения является термическая деаэрация.

Массообменная и энергетическая эффективность термической деаэрации существенно зависит от технологий управления работой деаэраторов. Анализ опыта эксплуатации термических деаэраторов, как в России, так и за рубежом, показывает, что пониженное качество и экономичность деаэрации в значительной мере обусловлены неэффективными методами регулирования процессов деаэрации, созданными более полувека назад.

Настоящая работа посвящена проблемам повышения качества и экономичности термической деаэрации воды путем совершенствования технологий управления деаэраторами.

Работа выполнена в НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ и является частью проводимых в лаборатории исследований по совершенствованию технологий управления производственными процессами теплоэнергетических установок [1].

Целью настоящей работы является повышение массообменной и энер-

гетической эффективности термических деаэраторов. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

- проведено экспериментальное исследование вакуумного деаэратора, в результате которого получены многофакторные математические модели процесса деаэрации воды;
- выполнена оценка влияния режимных факторов на эффективность деаэрации воды;
- доказана необходимость и технологическая возможность корректировки стандарта по содержанию растворенного кислорода в подпиточной воде систем теплоснабжения;
- разработан новый подход к управлению термическими деаэраторами, в рамках которого создана серия высокоэффективных технологий термической деаэрации;
- оценена энергетическая эффективность новых и традиционных технологий термической деаэрации воды.

Построение многофакторных математических моделей процесса деаэрации

Наиболее полные экспериментальные данные о работе термических деаэраторов получены проф. В.И. Шараповым в виде многофакторных математических моделей процесса, отражающих зависимость остаточного содержания кислорода и pH деаэрируемой воды от расхода и температуры химически очищенной воды и греющего агента [2]. Однако эти модели не учитывают влияния на эффективность процесса начального содержания диоксида углерода в обрабатываемой воде. Кроме того, они не описывают процессы термической деаэрации при пониженных температурах теплоносителей. В связи с этим в работе поставлена задача экспериментально исследовать работу вакуумного деаэратора при пониженном температурном режиме и количественно оценить влияние на деаэрацию начального содержания CO_2 и особенностей режима работы первой ступени дегазации – декарбонизации.

Многофакторное экспериментальное исследование работы вакуумной деаэрационной установки проведено на Ульяновской ТЭЦ-3 в 1999 - 2000 гг.

Методами математической теории активного эксперимента получены достаточно полные и точные зависимости эффективности десорбции коррозионно-активных газов от гидравлических, тепловых и режимных факторов,

на которые может непосредственно воздействовать эксплуатационный персонал электростанции [3].

Экспериментальная установка состоит из последовательно включенных насадочного декарбонизатора производительностью 550 т/ч и серийно выпускаемого Саратовским заводом энергетического машиностроения струйно-барботажного вакуумного деаэрата горизонтального типа ДВ-800 производительностью 800 т/ч.

Оценено влияние четырех основных режимных факторов: расхода исходной воды $G_{и.в.}$, температуры исходной воды $t_{и.в.}$, начального содержания диоксида углерода CO_2 в исходной воде и расхода воздуха на декарбонизатор D_a на эффективность процесса десорбции.

Значения режимных факторов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения регулируемых факторов

Факторы	$G_{и.в.}$ т/ч	$t_{и.в.}$ °C	$D_{a, ном}$ % D_a	$CO_{2,}$ мг/дм ³
Базовый (нулевой) уровень $X_{i,0}$	380	13	75	62
Интервал варьирования λ_i	140	5	25	51
Обозначение в нормированном виде X_i	X_1	X_2	X_3	X_4

Особенностью проведенного испытания является низкий температурный уровень деаэрации, обусловленный дефицитом топлива на электростанции, что характерно для эксплуатации водоподготовительных установок в условиях экономического кризиса. Величина подогрева обрабатываемой воды в вакуумном деаэраторе поддерживалась в интервале $\Delta t_0 = 13-17$ °C, расход греющего агента – сетевой воды при этом колебался в пределах 80-150 т/ч, температура сетевой воды составляла 54-80 °C. Бикарбонатная щелочность исходной воды изменялась методом подкисления. Щелочность воды до подкисления составляла 2,2-2,8 мг-экв/дм³, после подкисления – 0,65-2,2 мг-экв/дм³.

Оценено влияние расхода воздуха, подаваемого в декарбонизатор, и начального содержания растворенного диоксида углерода в исходной воде перед декарбонизатором на десорбцию CO_2 в вакуумном деаэраторе. Подобные измерения проводились впервые. Таким образом, результаты эксперимента оценивают эффективность не только вакуумного деаэрата, но и системы декарбонизатор – вакуумный деаэратор.

При оценке эффективности работы вакуумных деаэраторов в качестве определяемых параметров (целевых функций) использовались остаточное содержание растворенного кислорода в деаэрированной воде в мкг/дм^3 (Y_1), показатель pH деаэрированной воды (Y_2) и остаточное содержание растворенного диоксида углерода в мг/дм^3 (Y_3). Остаточное содержание CO_2 в деаэрированной воде исследовалось в качестве целевой функции впервые. В обычных условиях при испытаниях деаэраторов принять CO_2 в качестве целевой функции невозможно, так как при этом нарушается требование теории активного эксперимента о необходимости существования целевой функции во всем факторном поле эксперимента. В связи с низким температурным уровнем процесса деаэрации при проведении исследования Y_3 существует практически во всем поле эксперимента. Отсутствие CO_2 в деаэрированной воде достигается только при сочетаниях регулируемых параметров, находящихся на «краю» факторного поля.

Математические модели работы вакуумного деаэратора представлены полиномами:

$$Y_1 = 148,75 + 58,75X_1 - 56,25X_2; \quad (1)$$

$$Y_2 = 8,08 - 0,17X_1 + 0,16X_2 + 0,08X_3 - 0,18X_4 - 0,05X_1X_2 - 0,07X_1X_4; \quad (2)$$

$$Y_3 = 2,3 + 1,2X_1 - 1,1X_2 - 0,6X_3 + 0,8X_4 - 0,4X_1X_4. \quad (3)$$

Дисперсии воспроизводимости и адекватности в уравнениях (1), (2), (3) равны соответственно: 87,5 и 506,25; 0,0154 и 0,00178; 0,53 и 1,144.

По коэффициентам регрессии при факторах X_i можно судить о силе влияния того или иного фактора на определяемую функцию. Из трех полученных уравнений видно, что наиболее значимый из всех – расход исходной воды, подаваемой на деаэрацию (коэффициент при X_1). Весьма сильное влияние на эффективность десорбции газов оказывает и температура исходной воды (коэффициент при X_2). На десорбцию диоксида углерода в системе декарбонизатор – вакуумный деаэратор существенное влияние оказывает начальное содержание диоксида углерода в воде перед декарбонизатором (коэффициент при X_4).

Полученные математические модели работы вакуумного деаэратора позволяют оценить, до какого минимального технологического уровня можно снизить температуру исходной воды, а следовательно, и энергетические затраты на ее подогрев.

При наладке и эксплуатации вакуумных деаэраторов удобно пользоваться графической интерпретацией уравнений регрессии. На рис. 1

представлены графические зависимости, построенные по уравнениям (1), (2), (3).

Из графиков видно, что несмотря на низкий температурный уровень процесса подготовки подпиточной воды, требуемая эффективность десорб-

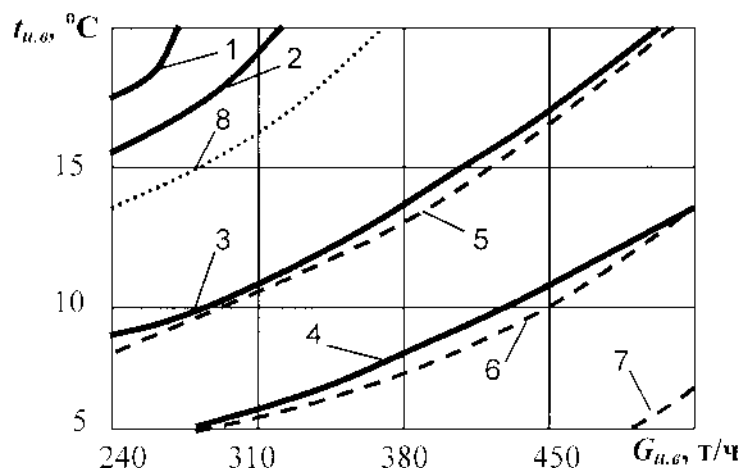


Рис. 1. Линии равного остаточного содержания кислорода 50, 100, 150, 200 мкг/дм³ (1, 2, 3, 4 соответственно); остаточного содержания диоксида углерода 2, 3, 4 мг/дм³ (5, 6, 7 соответственно) и pH деаэрированной воды 8,33 (линия 8) при $X_3 = +1$ и $X_4 = 0$

ции диоксида углерода ($Y_2 \geq 8,33$) достигается в значительном диапазоне исследованных режимов. Это можно объяснить достаточно высокой бикарбонатной щелочностью обрабатываемой воды. Требуемая эффективность десорбции растворенного кислорода ($Y_1 \leq 50$ мкг/дм³) достигается только при нижнем уровне производительности установки и при верхнем уровне температуры обрабатываемой воды в исследованных интервалах изменения параметров.

Корректировка нормативов по содержанию растворенного кислорода в подпиточной воде систем теплоснабжения

Анализ состояния отечественных систем теплоснабжения и результатов экспериментального исследования вакуумных деаэраторов, являющихся самым массовым средством противокоррозионной обработки воды для систем теплоснабжения, выявил настоятельную необходимость и технологическую возможность разработки более строгих нормативов по содержанию кислорода в подпиточной воде систем теплоснабжения.

Рассмотрены разработанные в последние годы рекомендации для систем теплоснабжения Североевропейских стран: $pH=9,5-10,0$, O_2 в подпиточной воде — не более 20 мкг/дм³ и нормы, рекомендуемые Европейской Ассоциацией производителей труб для систем централизованного тепло-

снабжения: $pH=9,5-10,0$, O_2 в подпиточной воде – не более 20 мкг/дм³, O_2 в сетевой воде – отсутствие. Установлено, что такой режим позволяет полностью исключить внутреннюю коррозию трубопроводов тепловых сетей при использовании большинства типов вод (за исключением особо агрессивных).

Преобразовав полученные проф. Шарановым В.И. многофакторные модели работы струйно-барботажных вакуумных деаэраторов горизонтального типа [2], можно определить предельную нагрузку деаэратора $G_{н.в}$, т/ч, при которой обеспечивается заданное остаточное содержание кислорода 20 мкг/дм³ при различных параметрах режима деаэрации (для деаэратора ДВ-800):

$$G_{н.в} \leq 600 + [G_{г.а}(0,064t_{н.в} + 0,1037t_{г.а} - 13,44) - 25,92t_{г.а} - 5,252t_{н.в} + 4800] / [0,001G_{г.а}(42,24 - 0,4t_{н.в} - 0,2304t_{г.а}) + 0,01t_{н.в}(19,6 - 0,096t_{г.а}) + 0,1037t_{г.а} - 17,76], \quad (4)$$

где $G_{г.а}$, $t_{г.а}$ – соответственно расход, т/ч, и температура греющего агента – пересретой воды, °C; $t_{н.в}$ – температура исходной воды, °C.

Остаточное содержание кислорода 30 мкг/дм³ деаэратор ДВ-800 обеспечивает при нагрузке

$$G_{н.в} \leq 600 + [G_{г.а}(0,064t_{н.в} + 0,1037t_{г.а} - 13,44) - 25,92t_{г.а} - 23,2t_{н.в} + 4368] / [0,001G_{г.а}(42,24 - 0,4t_{н.в} - 0,2304t_{г.а}) + 0,01t_{н.в}(19,6 - 0,096t_{г.а}) + 0,1037t_{г.а} - 17,76]. \quad (5)$$

Совместно с Всероссийским теплотехническим научно-исследовательским институтом разработаны предложения по нормированию содержания растворенного кислорода в подпиточной воде систем теплоснабжения. Рекомендовано принять в качестве норматива остаточную концентрацию 30 мкг/дм³. С 2001 г. этот норматив установлен в Теплосети Мосэнерго [4].

Разработка новых технологий термической деаэрации воды

Анализ многофакторных математических моделей процесса деаэрации, отражающих степень влияния режимных факторов на эффективность деаэрации, позволил радикально изменить подход к организации технологий термической деаэрации. Сформулированы новые принципы управления процессом деаэрации, в основе которых лежит использование в качестве регулируемых параметров заданных показателей качества деаэрированной воды: остаточных концентраций растворенного кислорода и диоксида углерода [5]. Основное достоинство нового подхода заключается в безусловном

обеспечении нормативного качества деаэрации. В качестве регулирующих параметров процесса деаэрации целесообразно использовать расход и температуру греющего агента, температуру исходной воды и расход выпара.

На основании сформулированного выше подхода создана и запатентована серия новых технологий термической деаэрации [6-20].

Проанализированы управляемые тепловые и гидравлические параметры процесса термической деаэрации, которые было бы возможно наиболее эффективно использовать в качестве регулирующих параметров. Особенно большое количество параметров применимо для регулирования вакуумных деаэрационных установок. Выбор регулирующих параметров определяется составом оборудования и особенностями эксплуатации вакуумных деаэрационных установок.

В качестве примеров технических решений, в которых реализуется новый подход к управлению термическими деаэраторами, ниже рассмотрены четыре способа работы деаэрационной установки. По первому из этих способов заданное качество деаэрации обеспечивается регулированием расхода перегретой воды, подаваемой в качестве греющего агента в вакуумный деаэратор (рис. 2).

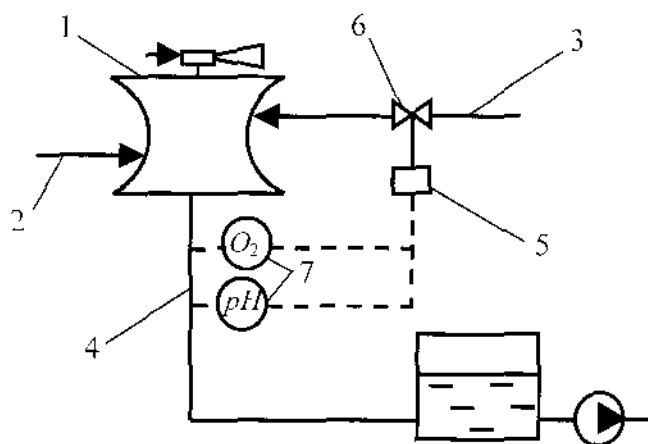


Рис 2. Схема вакуумной деаэрационной установки с регулированием расхода греющего агента: 1 – вакуумный деаэратор; 2 – трубопровод исходной воды; 3 – трубопровод греющего агента; 4 – трубопровод отвода деаэрированной воды; 5 – регулятор расхода перегретой воды; 6 – регулирующий клапан; 7 – датчики остаточного содержания растворенного кислорода и pH деаэрированной воды

Регулирование расхода греющего агента производится по величине нормативного остаточного содержания растворенного кислорода в деаэрированной подпиточной воде 50 мкг/дм^3 и по заданной величине $pH=8,33$, соответствующей отсутствию в воде диоксида углерода, с помощью регулирующего клапана 6, регулятора расхода перегретой воды 5 и датчиков 7. Датчиками 7 измеряется остаточное содержание кислорода и pH деаэрированной воды и, при отклонении их от заданных величин, регулятор расхода 5

с помощью регулирующего клапана 6 изменяет расход перегретой воды на деаэратор 1, устанавливая тем самым его величину необходимой и достаточной для поддержания заданных величин pH и остаточного содержания кислорода.

На рис. 3 а изображена схема вакуумной деаэрационной установки, в которой реализуется технология управления процессом деаэрации, по которой заданное качество деаэрации обеспечивается путем поддержания оптимальной температуры исходной воды перед деаэратомом.

Схема вакуумной деаэрационной установки, изображенной на рис. 3 б, предусматривает регулирование качества деаэрации с помощью поддержания оптимальной температуры греющего агента.

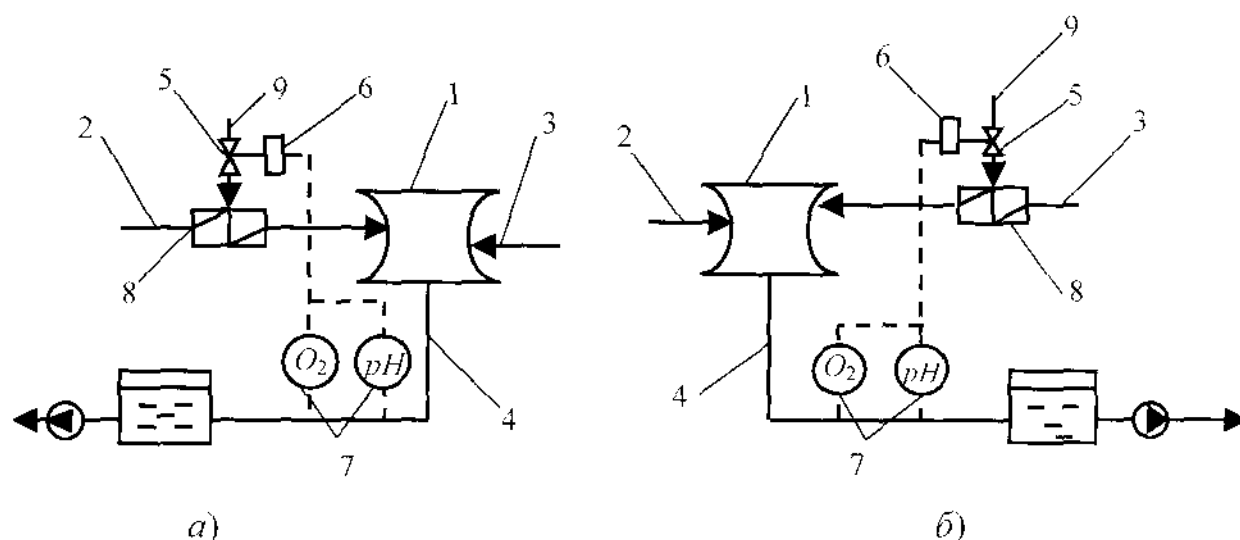


Рис. 3. Схемы вакуумных деаэрационных установок с использованием в качестве регулирующих параметров температуры исходной воды (а) и температуры греющего агента (б): 1- вакуумный деаэратор; 2 - трубопровод исходной воды; 3 - трубопровод греющего агента; 4 - трубопровод деаэрированной воды; 5 - регулирующий клапан; 6 - регулятор температуры исходной воды и греющего агента соответственно; 7 - датчики остаточного содержания растворенного кислорода и pH деаэрированной воды; 8 - подогреватель исходной воды и греющего агента соответственно; 9 - паропровод

Схема деаэрационной установки повышенного давления, изображенной на рис. 4, предусматривает использование в качестве регулирующего параметра расхода пара.

Десорбция растворенного в воде кислорода осуществляется при контакте обрабатываемой воды и греющего агента, которые по трубопроводам 2 и 3 подаются в деаэратор 1, деаэрированная вода отводится из деаэратора по трубопроводу 4, а образовавшийся выпар удаляется из деаэратора по трубопроводу выпара 5.

Регулирование расхода греющего агента производят по величине давления в деаэраторе, с помощью регулятора 6 и регулирующего органа 7, а регулирование расхода выпара – по величине заданного остаточного содержания растворенного кислорода в деаэрированной подпиточной воде с помощью регулятора 8, регулирующего органа 9 и датчика 10.

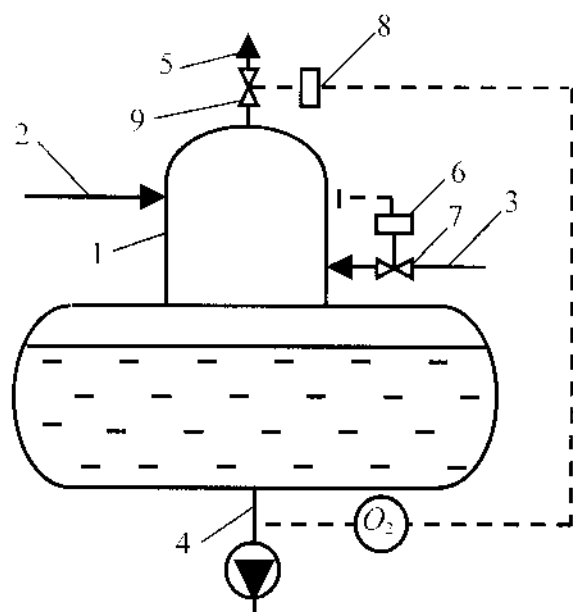


Рис. 4. Схема деаэрационной установки избыточного давления с использованием в качестве регулируемых параметров заданных показателей качества деаэрированной воды, а в качестве регулирующего параметра – расхода выпара: 1 – термический деаэратор избыточного давления; 2 – трубопровод исходной воды; 3 – трубопровод греющего агента; 4 – трубопровод деаэрированной воды; 5 – трубопровод выпара; 6 – регулятор давления; 7, 9 – регулирующий орган; 8 – регулятор расхода выпара; 10 – датчик содержания растворенного кислорода

Датчиком 10 измеряется остаточное содержание кислорода в деаэрированной воде и, при отклонении его от заданной величины, регулятор 8 воздействует на регулирующий орган 9 для увеличения или уменьшения количества выпара. При повышении содержания кислорода сверх заданной величины расход выпара увеличивается, при понижении уменьшается, тем самым изменяется величина давления в деаэраторе и увеличивается или уменьшается расход греющего агента в деаэраторе. Во всех режимах термической деаэрации расходы выпара и греющего агента поддерживаются необходимыми и достаточными для обеспечения заданного остаточного содержания растворенного кислорода, благодаря чему исключается работа деаэрационной установки с излишними или недостаточными расходами выпара и греющего агента, т.е. повышается экономичность и качество термической деаэрации воды.

Эффективность рассмотренных технологий вакуумной деаэрации можно оценить с помощью преобразованных уравнений регрессии, описывающих десорбцию растворенного кислорода в установке с серийным горизонтальным струйно-барботажным деаэратором производительностью 800 т/ч [2].

Определение расхода греющего агента – перегретой воды $G_{г.а}$, т/ч, необходимого и достаточного для обеспечения нормативного остаточного содержания кислорода 50 мкг/дм^3 , производится по формуле

$$G_{г.а} = 250 + [G_{х.о.в} (0,0024t_{г.а}t_{х.о.в} - 0,24t_{х.о.в} - 0,1152t_{г.а} + 18) + t_{х.о.в} (96 - 1,44t_{г.а}) + 69,12t_{г.а} - 10440] / [G_{х.о.в} (0,1056 - 0,000576t_{г.а} - 0,001t_{х.о.в}) + 0,0864t_{г.а} + 0,44t_{х.о.в} - 29,76]. \quad (6)$$

Величины расходов деаэрируемой химически очищенной воды $G_{х.о.в}$ подставляются в формулы (6), (7), (8) в т/ч, температуры химически очищенной воды $t_{х.о.в}$ и перегретой воды $t_{г.а}$ – в $^{\circ}\text{C}$.

При реализации технологии с применением в качестве регулирующего агента температуры исходной химически очищенной воды ее оптимальная величина определяется по формуле

$$t_{х.о.в} = 48 + [G_{х.о.в} (0,144t_{г.а} + 0,0576G_{г.а} - 0,000576G_{г.а}t_{г.а} - 20,88) + G_{г.а} (0,0864t_{г.а} - 8,64) - 21,6t_{г.а} + 7992] / [G_{х.о.в} (0,001G_{г.а} + 0,0024t_{г.а} - 0,49) - 1,44t_{г.а} - 0,44G_{г.а} + 206]. \quad (7)$$

Оптимальное значение температуры греющего агента – перегретой воды $t_{г.а}$, $^{\circ}\text{C}$, необходимое и достаточное для обеспечения нормативного остаточного содержания кислорода, определяется из выражения

$$t_{г.а} = 100 + [G_{х.о.в} (0,0052G_{г.а}t_{х.о.в} - 1,3t_{х.о.в} - 0,2496G_{г.а} - 96,096) + G_{г.а} (109,824 - 2,28t_{х.о.в}) - 322,4t_{х.о.в} - 45801,6] / [G_{х.о.в} (1,35 - 0,003G_{г.а} - 0,0125t_{х.о.в}) + 7,5t_{х.о.в} + 0,45G_{г.а} - 472,5]. \quad (8)$$

Выполнен расчет расходов выпара $D_{вып}$, т/ч, термического деаэратора ДП-500 в зависимости от удельных теоретического d^t , нормативного d^n и фактического $d^{ф}$ расходов выпара. Результаты расчетов представлены на рис. 5.

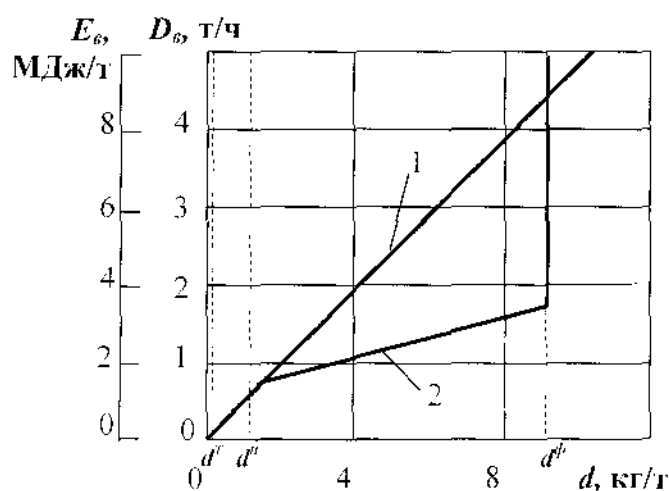


Рис. 5. Зависимости расхода выпара (линия 1) термического деаэратора ДП – 500 и удельных затрат эксергии с выпаром (линия 2) от величины удельного расхода выпара

Энергетическая эффективность новых технологий регулирования деаэрационных установок

Проанализирована тепловая экономичность новых технологий термической деаэрации воды с помощью метода определения удельных затрат эксергии на деаэрацию (УЗЭД) и с помощью метода определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (УВЭТП) [21].

Удельные затраты эксергии E , кДж/т, на термическую деаэрацию 1 т воды определяются по формуле:

$$E = E_{\text{э}} + E_{\text{т}} + E_{\text{г.о.а}} + E_{\text{вып}} - E_{\text{о.в}} \quad (9)$$

где $E_{\text{э}}$ – затраты эксергии в виде электроэнергии; $E_{\text{т}}$ – затраты эксергии в виде теплоты на подогрев теплоносителей перед деаэратором; $E_{\text{г.о.а}}$ – затраты эксергии на работу газоотводящего аппарата вакуумного деаэратора в пересчете на 1 т обрабатываемой воды; $E_{\text{вып}}$ – потери эксергии с выпаром; $E_{\text{о.в}}$ – эксергия деаэрированной воды.

На рис. 6 представлены зависимости технологически необходимого расхода перегретой воды, используемого в качестве регулирующего параметра, и удельных затрат эксергии на деаэрацию от нагрузки деаэратора при регулировании по заданному остаточному содержанию растворенного

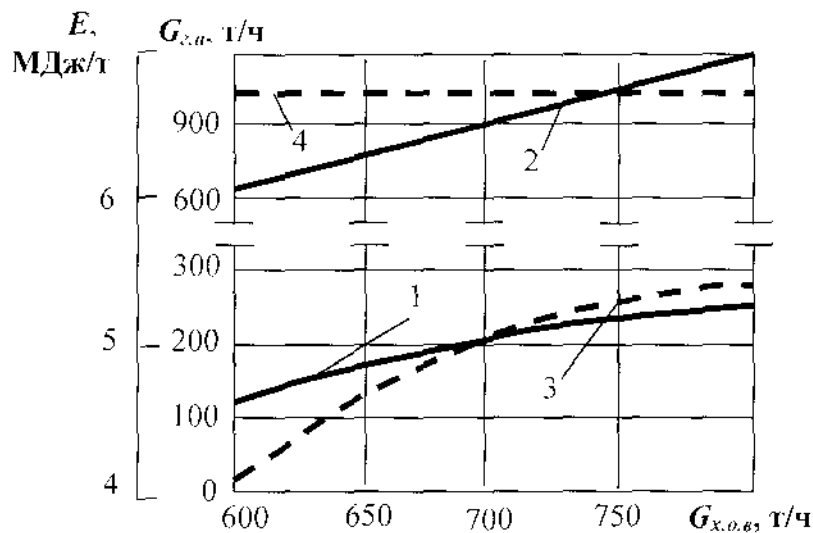


Рис. 6. Зависимости технологически необходимого расхода перегретой воды (1, 2) и удельных затрат эксергии (3, 4) при регулировании термической деаэрации по новой (1, 3) и традиционной (2, 4) технологиям. Линии построены при $t_{х.о.в.} = 30^\circ\text{C}$, $t_{х.в.} = 80^\circ\text{C}$

кислорода в деаэрированной воде $O_2 = 50$ мкг/дм³ (линии 1 и 3) и по традиционной технологии по поддержанию постоянного давления в деаэраторе $p = 0,032$ МПа (линии 2, 4).

Как следует из графиков, применение нового способа дает возможность поддерживать расход перегретой воды на 500-750 т/ч ниже, чем при регулировании по заданной величине давления (разрешения) в деаэраторе и, соответственно, снизить удельные затраты эксергии на 20 – 40 %.

На рис. 5 представлены расходы выпара и удельные потери эксергии с отводом выпара для деаэратора ДП – 500 при различных значениях удельных расходов выпара: теоретическом удельном расходе выпара d' , нормативном удельном расходе выпара d'' , и фактическом удельном расходе выпара при полностью открытом трубопроводе отвода выпара d''' . Фактическому значению удельного расхода выпара соответствуют два значения удельных потерь эксергии. Значение $E_a = 3,54$ МДж/т характеризует затраты эксергии при утилизации выпара в охладителе выпара, а значение $E_b = 9,97$ МДж/т – затраты эксергии при отводе выпара непосредственно в атмосферу.

Регулирование расхода выпара по новым технологиям позволяет снизить расход греющего пара, подаваемого в деаэратор ДП - 500 при полной нагрузке, и затраты эксергии на 55 – 85 % по сравнению с традиционным нерегулируемым отводом выпара из деаэратора.

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении $\nu_{т.ф.}$, кВт ч/т, получаемая за счет отборов пара на подогрев 1 т деаэрируемой воды, определяется по формуле

$$\nu_{т.ф.} = (\sum N_{т.ф. i} - N_{с.п.}^{с.д.}) / G_{подп.}, \quad (10)$$

где $\sum N_{т.ф. i}$ – сумма мощностей, развиваемых теплофикационной турбоустановкой на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей водоподготовительной установки, кВт; $N_{с.п.}^{с.д.}$ – мощность, затрачиваемая на привод насосов, перекачивающих в контуре установки воду, используемую в качестве греющего агента для вакуумной деаэрации, кВт; $G_{подп.}$ – расход обрабатываемой подпиточной или добавочной питательной воды, т/ч.

На рис. 7 представлены зависимости удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при регулировании расхода греющего агента по новым (линия 1) и традиционным (линия 2) технологиям регулирования термической деаэрации воды при $t_{х.о.в} = 30$ °С, $t_{с.д.} = 80$ °С.

Годовая экономия условного топлива ΔB , т/год, при переходе от традиционных технологий термической деаэрации к новым определяется по формулам:

$$\Delta B = 2,78 \cdot 10^{-10} \Delta E b_2 G_{\text{нодн}}; \quad (11)$$

$$\Delta B = 10^{-6} \Delta v_{\text{т.ф}} \Delta b_2 G_{\text{нодн}}, \quad (12)$$

где ΔE , $\Delta v_{\text{т.ф}}$ — изменение удельных затрат эксергии на деаэрацию, кДж/т, и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на деаэрацию и на подогрев теплоносителей перед деаэраторами, кВт·ч/т; $G_{\text{нодн}}$ — годовой расход деаэрированной воды, т/год; b_2 — удельный расход условного топлива на отпуск электрической энергии г/кВт·ч; Δb_2 — разность удельных расходов условного топлива на выработку электрической

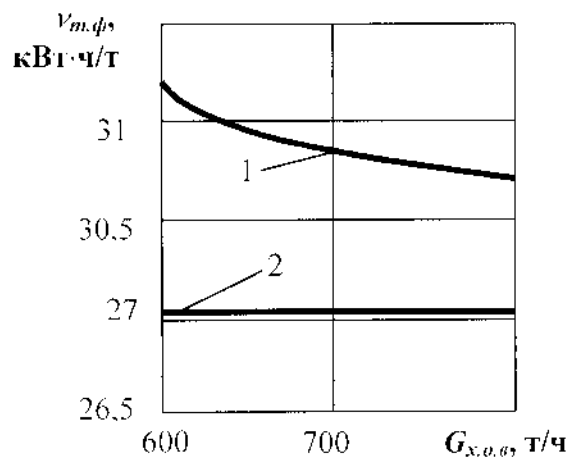


Рис. 7. Зависимости удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении при регулировании расхода греющего агента по заданному остаточному содержанию растворенного кислорода в деаэрированной воде $O_2 = 50 \text{ мкг/дм}^3$ (линия 1) и по поддержанию постоянного давления в деаэраторе $p = 0,032 \text{ МПа}$ (линия 2). Линии построены при $t_{\text{х.о.в.}} = 30^\circ\text{C}$, $t_{\text{с.д.}} = 80^\circ\text{C}$

энергии по конденсационному и теплофикационному циклам, г/кВт·ч.

На рис. 8 представлены зависимости экономии условного топлива

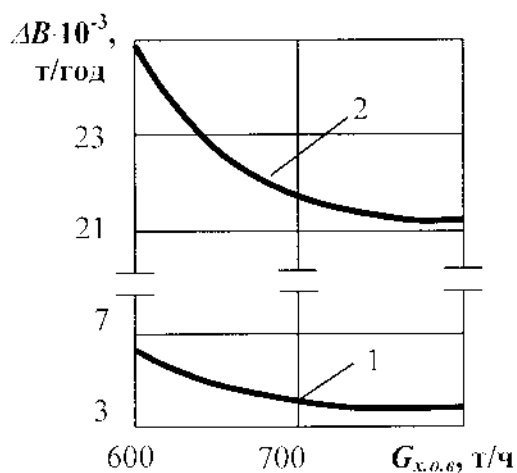


Рис. 8. Зависимости экономии условного топлива от нагрузки деаэратора ДВ-800 при переходе от традиционных к новым технологиям регулирования термической деаэрации воды, определенной по удельным затратам эксергии (линия 1) и по удельной выработке электроэнергии на тепловом потреблении (линия 2)

в установке со средней производительностью 3000 т/ч от нагрузки деаэраторов ДВ-800.

Как видно из рис. 8, экономия топлива, полученная при расчете методом УВЭТП, почти на порядок выше величины экономии, определенной по методу УЗЭД. Эта разница объясняется тем, что с помощью метода удельных затрат эксергии учтена экономия топлива, затрачиваемого собственно на работу деаэрационной установки, а с помощью метода определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении удастся определить общестанционную экономию условного топлива от совершенствования технологий термической деаэрации, в том числе, — за счет оптимального перераспределения нагрузки между отборами теплофикационных турбин.

Из приведенного анализа тепловой экономичности разработанных технологий термической деаэрации следует, что их применение приводит к значительному снижению энергетических затрат на деаэрацию при одновременном обеспечении требуемого качества десорбции коррозионно-активных газов.

Выводы

1. Выполнен комплекс научно обоснованных технических и технологических разработок, позволяющих существенно повысить эффективность термической деаэрации воды на тепловых электростанциях.
2. В результате промышленного эксперимента получены многофакторные математические модели процесса вакуумной деаэрации, новизна которых заключается в описании области режимов с низкой температурой теплоносителей перед деаэраторами и оценке влияния на массообменную эффективность деаэрации воды расхода воздуха, подаваемого на декарбонизаторы, и начального содержания CO_2 в исходной воде.
3. Доказана необходимость и технологическая возможность корректировки стандарта по содержанию растворенного кислорода в подпиточной воде систем теплоснабжения. Рекомендовано принять в качестве этого норматива 30 мкг/дм³.
4. На основании анализа результатов многофакторного экспериментального исследования процесса деаэрации воды разработан новый подход к обеспечению эффективности термической деаэрации, в основу которого положено использование в качестве регулируемых параметров заданных

- показателей качества деаэрированной воды: остаточных концентраций растворенных кислорода и диоксида углерода.
5. Новый подход к управлению термическими деаэраторами реализован в серии технологий деаэрации воды на тепловых электростанциях. Полученные в результате экспериментов модели, описывающие эффективность десорбции кислорода и диоксида углерода из подпиточной воды, позволяют оценить, до какого минимального технологического уровня можно снизить энергетические затраты на деаэрацию.
 6. Для определения энергетической эффективности новых технологий термической деаэрации в котельных установках рекомендовано применение метода удельных затрат эксергии. На ТЭЦ экономию топлива от применения новых технологий рекомендовано определять методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на деаэрацию и подогрев теплоносителей перед деаэраторами.
 7. Оценены энергетические затраты на осуществление новых и традиционных технологий термической деаэрации воды. Установлено, что применение новых технологий позволяет снизить энергетические затраты на деаэрацию до 50 % при гарантированном обеспечении заданного качества деаэрированной воды. Наибольший эффект достигается в вакуумных деаэрационных установках ТЭЦ с крупными открытыми системами теплоснабжения. Так, на деаэрационной установке Саратовской ТЭЦ-5 со средним расходом подпиточной воды 3000 т/ч годовая экономия условного топлива от применения новых технологий (патенты № 21445508, № 2144509) превышает 10000 тонн.

Список литературы

1. Шарпов В.И. Принципы управления технологическими процессами// Теплоэнергетика и теплоснабжение. Сборник научных трудов НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ. Вып.1. Ульяновск. 2002. С. 8-20.
2. Шарпов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
3. Шарпов В.И., Цюра Д.В. Экспериментальное исследование системы декарбонизатор - вакуумный деаэратор// Научно-технический калейдоскоп. 2000. № 3. С. 100-104.
4. Шарпов В.И., Балабан-Ирменит Ю.В., Цюра Д.В. О нормах содержания растворенного кислорода в подпиточной воде систем теплоснабжения// Теплоэнергетика. 2002. № 1. С. 69-71.

5. Шаронов В.И., Цюра Д.В. О регулировании термических деаэраторов// Электрические станции. 2000. № 7. С. 21-24.
6. Патент № 2142417(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ вакуумной деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 1999. № 34.
7. Патент № 2143402(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 1999. № 36.
8. Патент № 2144508(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 2.
9. Патент № 2144509(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 2.
10. Патент № 2147558(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ вакуумной деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 11.
11. Патент № 2147559(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Вакуумная деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 11.
12. Патент № 2148022(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 12.
13. Патент № 2148023(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 12.
14. Патент № 2155713(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 25.
15. Патент № 2155712(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 25.
16. Патент № 2155715(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 25.
17. Патент № 2153468(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 21.
18. Патент № 2153469(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Вакуумная деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 21.
19. Патент № 2154030(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 22.
20. Патент № 2155161(RU). МПК⁶ С 02 F 1/20. Способ термической деаэрации воды/ В.И. Шаронов, Д.В. Цюра// Бюллетень изобретений. 2000. № 24.
21. Шаронов В.И., Цюра Д.В. О методах оценки энергетической эффективности технологий управления процессами термической деаэрации воды на тепловых электростанциях// Материалы Третьей Российской научно-технической конференции "Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности". Ульяновск: УлГТУ. 2001. С. 289-292.

УДК 621.311

А. А. Кудинов

Повышение эффективности работы вращающихся регенеративных воздухоподогревателей

Показана необходимость внедрения новых технических решений для повышения эффективности подогрева дутьевого воздуха и охлаждения уходящих газов энергетических котлов. Для интенсификации процесса теплообмена во вращающихся регенеративных воздухоподогревателях предлагается использовать новую теплопередающую поверхность в форме ромбических тел, соединенных ромбическими стержнями-перемычками.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДЕЙСТВУЮЩИХ РВП

Применяют два типа регенеративных теплообменников периодического действия – вращающиеся и переключающиеся. Вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели (РВП) широко используют в отечественной и зарубежной энергетике. В настоящее время РВП являются одним из основных типов воздухоподогревателей, применяемых в котлостроении. Различают однопоточные и двухпоточные вращающиеся РВП. В отечественной энергетике используют однопоточные РВП, впервые изготовленные шведской фирмой Юнгстрем (воздухоподогреватели типа Юнгстрем).

1. Однопоточные вращающиеся РВП с набивкой цилиндрической формы

Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели по сравнению с трубчатыми имеют меньшие габаритные размеры и массу в силу более интенсивного теплообмена в узких щелях (эквивалентный диаметр щелей d_s равен 7,8; 9,8 мм), образованных гофрированными стальными листами, более эффективно очищаются при воздушной или паровой обдувке, слабее корродируют [1, 2]. Существенными недостатками РВП являются повышенные (20-25%) перетоки воздуха в газы (у трубчатых 5%), сложность уплотнения вращающегося ротора (разность давлений по воздуху и газам 5-8 кПа), громоздкость и сложность подшипников (масса роторов превышает 100 т),

невозможность подогрева воздуха выше $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ по причине коробления набивки, несимметричная тепловая деформация в горячей зоне РВП.

В этих теплообменниках вращение проницаемой набивки (рис. 1) обеспечивает периодическое перемещение части теплопередающей поверхности из области движения потока горячего теплоносителя в область движения холодного теплоносителя. В результате периодического нагрева и охлаждения насадки (набивки) происходит передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному. Для предотвращения взаимных перетоков горячего и холодного теплоносителей применяются специальные уплотнения.

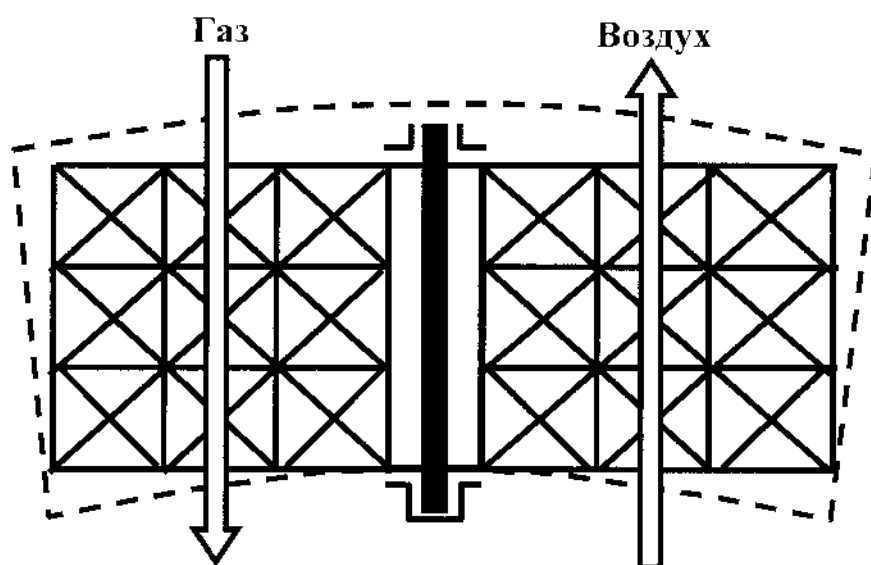


Рис. 1. Схема однопоточного вращающегося РВП

Одним из главных недостатков однопоточных вращающихся РВП с набивкой цилиндрической формы, на наш взгляд, является низкая интенсивность теплопередачи, что в конечном итоге приводит к высокой металлоемкости. При этом интенсивность теплопередачи в холодной зоне РВП в два раза ниже, чем в его горячей части [3]. Это объясняется тем, что в холодной части объемный расход теплоносителя практически вдвое меньше чем в горячей зоне из-за низких температур. В холодной области РВП выходят охлажденные продукты сгорания и поступает холодный воздух, например, при работе котлоагрегата на газе температуру уходящих продуктов сгорания поддерживают $120\text{--}130\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температуру воздуха в холодной части – $20\text{--}30\text{ }^{\circ}\text{C}$, а в горячей части соответственно – $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1].

Малые объемные расходы теплоносителей в холодной части однопоточного вращающегося РВП обуславливают низкие скорости потоков, что

наряду со снижением теплопередачи дополнительно приводит и к более интенсивному отложению загрязнений, так как обдуваемость поверхности набивки в этой области РВП снижена. Таким образом, при стандартной компоновке теплообменных поверхностей однопоточных РВП они в процессе эксплуатации котла как на жидком, так и на газообразном топливе интенсивно загрязняются, что дополнительно снижает эффективность работы воздухоподогревателя.

2. Двухпоточные вращающиеся РВП

Конструкция двухпоточного вращающегося РВП (рис. 2) позволяет в два раза сократить торцевую поверхность теплообменника, вследствие разделения потоков теплоносителей на две части, снизить эксплуатационные расходы благодаря уменьшению потери воздуха, снижению мощности привода и повышению маневренности энергоблока.

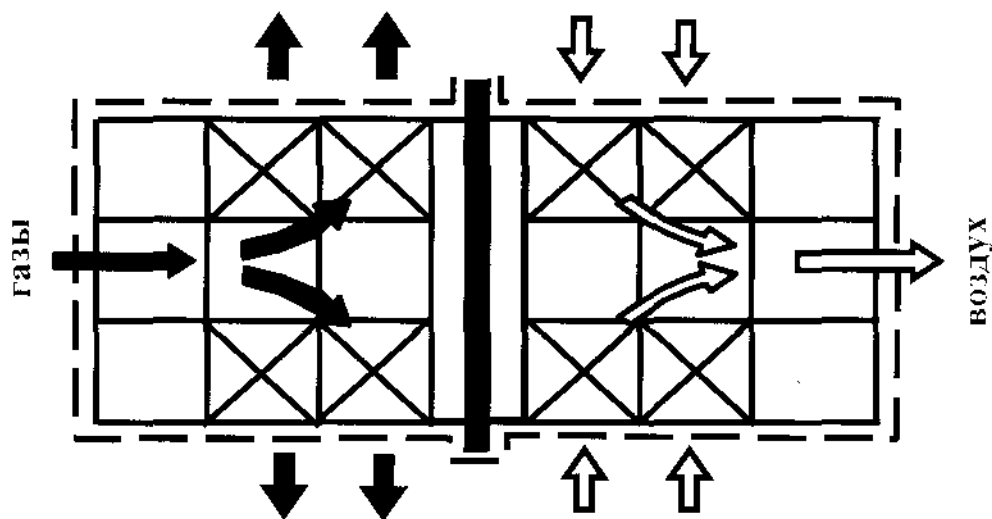


Рис. 2. Схема двухпоточного РВП

Тепловая эффективность двухпоточного вращающегося РВП повышается в основном за счет разделения (дробления) общих потоков горячего и холодного теплоносителей, снижения теплопотерь в окружающую среду вследствие подачи горячих продуктов сгорания и отвода нагретого воздуха по центру воздухоподогревателя, а так же за счет уменьшения перетока воздуха в зону продуктов сгорания. Кроме того, в двухпоточном вращающемся РВП возрастает ресурс работы подшипников несущих опор вследствие того, что они устанавливаются на холодных областях РВП, а также по причине снижения массы воздухоподогревателя.

В настоящее время разработка и внедрение энергетических двухпоточных вращающихся регенеративных воздухоподогревателей, по нашему мнению, являются актуальными задачами. Отметим, что промышленностью Российской Федерации двухпоточные вращающиеся РВП не выпускаются.

РАЗРАБОТКА ОПТИМАЛЬНЫХ ПО ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИМ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ПАРАМЕТРАМ КОНСТРУКЦИЙ РВП

1. Однопоточные вращающиеся РВП с набивкой в форме усеченного прямого конуса

Выше было отмечено, что существенным недостатком однопоточных вращающихся РВП является низкая тепловая эффективность. Причем в холодной части РВП интенсивность теплопередачи в два раза ниже, чем в горячей вследствие низких скоростей движения потоков теплоносителей. По данным [3] коэффициент теплоотдачи равен: в горячей части 15-16 Вт/(м²·К), в холодной – 7-9 Вт/(м²·К).

Проанализируем работу набивки воздухоподогревателя. Рассчитаем объемы, занимаемые одним килограммом воздуха, при разных температурах, используя уравнение Клапейрона-Менделеева.

$$pV = mRT; V = \frac{mRT}{p},$$

где $R = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная для воздуха.

Примем абсолютное давление равным 100000 Па.

$$\text{При } t = 30^\circ\text{C} \quad V = \frac{1 \cdot 287 \cdot (273 + 30)}{100000} = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$\text{При } t = 220^\circ\text{C} \quad V = \frac{1 \cdot 287 \cdot (273 + 220)}{100000} = 1,42 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$\text{При } t = 300^\circ\text{C} \quad V = \frac{1 \cdot 287 \cdot (273 + 300)}{100000} = 1,72 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Отношения объемов равны: $1,72:0,86 = 2,0$; $1,42:0,86 = 1,65$.

В таком же соотношении будет изменяться скорость движения потока теплоносителя в случае постоянного проходного (живого) сечения f канала, так как $w = V/f$. Однако в действующих РВП набивки устроены так, что расчетные проходные сечения горячих частей РВП немного больше, чем проходные сечения холодных частей. Например, для воздухоподогревателя типа РВВ-54 проходные сечения по воздуху равны 6,7 и 6,1 м², а для газов 9,7 и 8,86 м² соответственно для горячей и холодной частей. Отношение проходных сечений составляет: $6,7 : 6,1 = 1,098$ и $9,7 : 8,86 = 1,095$. Анало-

гичные соотношения имеют место и для других типов вращающихся РВП, установленных за энергетическими котлами.

Таким образом, при нагревании воздуха от 30 °С до 300 °С его объем возрастает в два раза, а проходные сечения набивок действующих РВП увеличиваются всего лишь в 1,1 раза, то есть практически (с учетом загрязнений) остаются постоянными.

Очевидно, что теплота от поверхности набивки РВП нагреваемому воздуху передается в основном конвекцией. Теплообмен излучением составляет незначительную долю ввиду малых расстояний между пластинами набивки РВП (малого значения длины пути луча) и в расчетах не учитывается.

Для сохранения максимальных значений коэффициентов теплоотдачи необходимо набивку РВП сделать так, чтобы проходные сечения для потоков теплоносителей изменялись пропорционально изменению их расходов (объемов). Для действующих РВП целесообразно проходные сечения холодных частей набивок уменьшить так, чтобы при уменьшении объемов теплоносителей скорость движения их потоков оставалась постоянной, не снижалась.

Набивка такого РВП должна иметь форму усеченного конуса, в основании которого желательно установить короба (патрубки) для подвода горячих продуктов сгорания и отвода подогретого воздуха. Для действующих РВП патрубки для подвода газов и отвода подогретого воздуха расположены сверху, поэтому целесообразно основание усеченного конуса расположить также сверху, а его вершина будет внизу, где размещены патрубки отвода охлажденных газов и подвода холодного воздуха (рис. 3). Незаштрихованные зоны на рис. 3 означают, что в этих областях набивка не размещается.

Определим объемы, занимаемые теплообменной поверхностью вращающегося РВП, для случаев стандартной набивки в форме цилиндра и компоновки набивки в форме усеченного прямого конуса. Расчеты выполним из условия, что проходные сечения для потоков теплоносителей на выходе продуктов сгорания и на входе холодного воздуха должны быть в два раза меньше проходных сечений соответственно на входе горячих газов и на выходе подогретого воздуха.

Поперечное сечение S_1 набивки стандартного РВП постоянное и равно

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{сг}}^2}{4}.$$

Наименьшее сечение S_2 набивки РВП, выполненного в форме усеченного прямого конуса (сечение в вершине усеченного конуса)

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{\text{ст}}^2}{4}.$$

Соотношение площадей принимаем равным двум, тогда

$$\frac{D_1^2 - d_{\text{ст}}^2}{D_2^2 - d_{\text{ст}}^2} = 2 \text{ или } D_2 = (0,5 \cdot (D_1^2 + d_{\text{ст}}^2))^{0,5}.$$

Здесь: D_1 и $d_{\text{ст}}$ – соответственно наружный диаметр набивки ротора и ступицы ротора стандартного РВП; D_2 – наименьший наружный диаметр ротора воздухоподогревателя в форме усеченного прямого конуса, т.е. наружный диаметр ротора в вершине усеченного конуса.

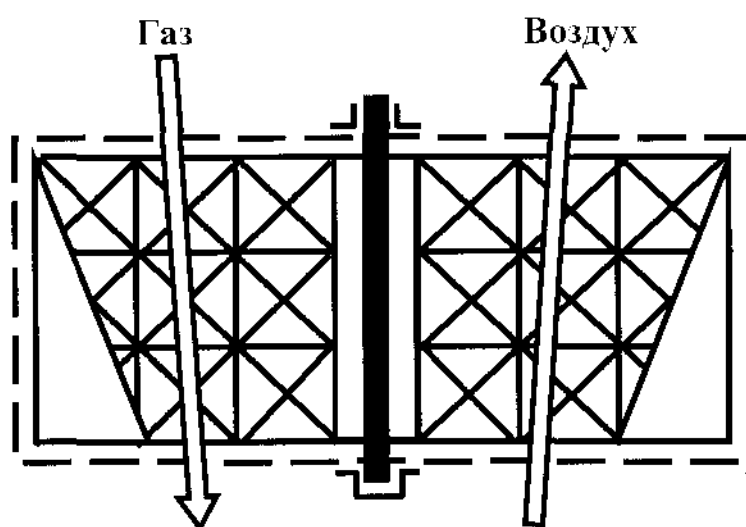


Рис. 3. Схема однопоточного РВП с набивкой в форме усеченного конуса. Верхнее расположение основания конуса

Объем V_1 набивки цилиндрической формы стандартного РВП равен

$$V_1 = H_{\text{наб}} \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4}.$$

Объем V_2 набивки в форме усеченного прямого конуса

$$V_2 = H_{\text{наб}} \cdot \frac{\pi}{12} \cdot (D_1^2 + D_2^2 + D_1 \cdot D_2).$$

Например, для вращающегося РВП типа РВВ-54, имеющего наружный диаметр ротора $D_1 = 5400$ мм, диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = 800$ мм и высоту двух слоев набивки $H_{\text{наб}} = 2020$ мм, получим

$$D_2 = \sqrt{0,5 \cdot (5,4^2 + 0,8^2)} = 3,86 \text{ м}.$$

$$V_1 = 2,02 \cdot 0,785 \cdot 5,4^2 = 46,24 \text{ м}^3.$$

$$V_2 = 2,02 \cdot \frac{3,14}{12} \cdot (5,4^2 + 3,86^2 + 5,4 \cdot 3,86) = 34,31 \text{ м}^3.$$

Уменьшение объема ΔV для случая выполнения набивки РВП в форме усеченного прямого конуса составит

$$\Delta V = V_1 - V_2 = 46,24 - 34,31 = 11,93 \text{ м}^3.$$

Относительная величина уменьшения объема насадки равна

$$\delta = \frac{\Delta V}{V_1} = \frac{11,93}{46,24} = 0,258$$

или $\delta = 25,8 \%$.

Таким образом, устройство набивки вращающегося РВП типа РВВ-54 в форме усеченного прямого конуса позволяет снизить ее массу на 17,2 т (с 66,6 т до 49,4 т). Аналогичные результаты получаются и для других типов вращающихся РВП.

Например, для РВП-3600, имеющегося $D_1=3600$ мм, $d_{\text{ст}}=422$ мм и $H_{\text{наб}}=1760$ мм, получаем

$$D_2 = \sqrt{0,5 \cdot (3,6^2 + 0,422^2)} = 2,563 \text{ м}.$$

$$V_1 = 1,76 \cdot 0,785 \cdot 3,6^2 = 17,906 \text{ м}^3.$$

$$V_2 = 1,76 \cdot \frac{3,14}{12} \cdot (3,6^2 + 2,563^2 + 3,6 \cdot 2,563) = 13,24 \text{ м}^3$$

$$\Delta V = V_1 - V_2 = 17,906 - 13,24 = 4,666 \text{ м}^3.$$

$$\delta = \frac{\Delta V}{V_1} = \frac{4,66}{17,906} = 0,2606; \delta = 26,06 \%$$

Масса набивки РВП снижается на 10 т (с 38,6 т до 28,6 т).

Для РВП-98, имеющего $D_1=9800$ мм, $d_{\text{ст}}=1200$ мм и $H_{\text{наб}}=3000$ мм, получаем $D_2=6,98$ м, $V_1=226,17 \text{ м}^3$, и $V_2=167,33 \text{ м}^3$, $\Delta V=58,84 \text{ м}^3$; $\delta=0,26$. При этом масса ротора РВП уменьшается на 91 т (с 350 т до 259 т).

Окончательные выводы по соотношению проходных сечений холодных и горячих частей РВП можно сделать после выполнения тепловых расчетов.

2. Двухпоточные вращающиеся РВП

Габариты и масса РВП определяется необходимой поверхностью нагрева (теплообмена) F , м^2 , и компоновкой этой поверхности в единице объема. Для заданной компоновки при постоянном теплосъеме Q , Вт, поверхность нагрева определяется коэффициентом теплопередачи

K , Вт/(м²·К) и температурным напором Δt , °С. Для снижения теплообменной поверхности при $Q = \text{const}$ необходимо увеличивать K и (или) Δt . Средний температурный напор для условий работы РВП энергетического котла при противоточной схеме движения теплоносителей определяется их температурами на входе в аппарат и на выходе из него и практически остается постоянной величиной равной 60-70 °С. Например, при $t_1' = 350$ °С, $t_1'' = 120$ °С, $t_2' = 30$ °С и $t_2'' = 300$ °С, $\Delta t = 68,03$ °С. Здесь индексы «1» и «2» означают соответственно горячий и холодный теплоноситель.

Поэтому для снижения F , м², необходимо увеличивать K , Вт/(м²·К) путем увеличения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 (или меньшего из них). Для этого необходимо отказаться от стандартной листовой набивки и перейти к новым теплообменным поверхностям, обладающим более высокими коэффициентами теплоотдачи α_1 и α_2 за счет интенсификации процессов теплообмена. В настоящей работе для повышения тепловой эффективности предлагается в РВП использовать набивку, скомпонованную из решеток, состоящих из ромбических тел, соединенных между собой стержнями-перемычками ромбической формы поперечного сечения.

Второй путь снижения теплообменной поверхности, металлоемкости и тем самым повышения эффективности работы – это применение двухпоточных вращающихся РВП. Реконструкцию действующих РВП с целью перевода на двухпоточное распределение теплоносителей можно производить по схемам, представленным на рис. 2 и 4.

На рис. 2 представлена схема одноходового двухпоточного вращающегося РВП, а на рис. 4 – двухходового двухпоточного вращающегося РВП. В обеих схемах предусмотрено противоточное движение теплоносителей с расположением коробов (патрубков) для подвода горячих газов и отвода подогретого воздуха на боковой (цилиндрической) поверхности корпуса РВП.

При переводе действующих РВП на работу по схеме рис. 2 необходимо дополнительно установить два короба: подвода горячих газов и отвода подогретого воздуха. В центральной части РВП, а так же в незапаянных зонах (рис. 2) набивка не размещается, что значительно снижает массу воздухоподогревателя.

Подшипники несущих опор РВП расположены в холодных зонах воздухоподогревателя (со стороны подвода холодного воздуха и отвода охлажденных продуктов сгорания). При этом подвод горячих газов и отвод

подогретого воздуха осуществляется по центру РВП, что снижает теплопотери в окружающую среду.

Схема РВП, представленная на рис. 4 сложнее, так как предусматривает по два хода движения потоков горячего и холодного теплоносителей. Для двухходового РВП (рис. 4) патрубки подвода и отвода теплоносителей располагаются на боковой поверхности корпуса воздухоподогревателя. При работе РВП по такой схеме возможно более глубокое охлаждение продуктов

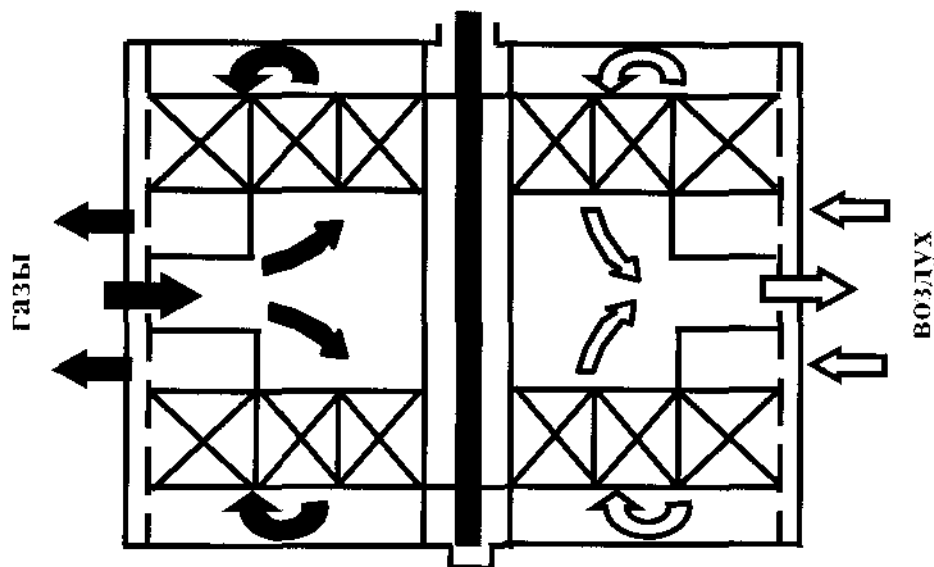


Рис. 4. Схема двухходового двухпоточного РВП

сгорания, а также достижение расчетных параметров теплоносителей на выходе из РВП при меньшей высоте (глубине) набивки в каждом потоке, что наряду с повышением экономичности значительно облегчает очистку теплообменных поверхностей.

Список литературы

1. Липов Ю.М., Самойлов Ю.Ф., Виленский Т.Ф. Компоновка и тепловой расчет парового котла. М.: Энергоатомиздат. 1988. 208 с.
2. Боткачик И.А. Регенеративные воздухоподогреватели парогенераторов. М.: Машиностроение. 1978. 175 с.
3. Серебрянников Н.И., Зарянкин А.Е., Зройчиков И.А. и др. Применение новых теплопередающих поверхностей для модернизации воздушных регенеративных подогревателей. Теплоэнергетика. 1999. № 12. С. 40-43.

УДК 621.18

Ю. В. Лёвушкина

Математическая модель теплообмена в дымовых трубах котельных агрегатов

Современное развитие энергетики характеризуется значительно возросшей стоимостью энергоносителей и всех видов природных ресурсов, а также постоянно увеличивающимися трудностями охраны окружающей среды от воздействия теплогенерирующих установок (ТГУ) и промышленных предприятий. Совершенствование энерготехнологии, энергосбережение, экономия топлива и других природных ресурсов, охрана окружающей среды являются приоритетными направлениями развития фундаментальных исследований в области энергетики. Анализ работы газифицированных ТГУ показывает, что одним из путей существенного улучшения использования топлива является глубокое охлаждение (ниже точки росы) продуктов сгорания и максимальное использование не только физической теплоты газов, но и скрытой теплоты конденсации содержащихся в них водяных паров. Для глубокого охлаждения уходящих газов используют конденсационные теплоутилизаторы (КТ) контактного или поверхностного типа. В традиционных теплоутилизационных установках, режим работы которых не обеспечивает конденсацию водяных паров из продуктов сгорания, снижение температуры уходящих газов на 15-20 °С позволяет повысить КПД установки примерно на 1%. При глубоком охлаждении газов в КТ "цена" 1% повышения КПД установки составляет 3-4 °С понижения температуры уходящих газов [2]. Однако широкое внедрение КТ поверхностного типа существенно сдерживается отсутствием данных по тепло- и массообмену в условиях конденсации водяных паров из продуктов сгорания, в частности, отсутствием расчетных данных о влиянии снижения температуры уходящих газов на надежность эксплуатации газоходов и дымовой трубы.

Вопросы, связанные с работой дымовых труб в условиях охлаждения дымовых газов в конденсационных теплоутилизаторах, рассмотрены в работах [1-5].

В работе [1] представлены расчеты средней температуры внутренней поверхности дымовой трубы из условия поступления уходящих газов

в основание трубы при температуре 30-40 °С. При температуре 40 °С температура стенки в среднем составляет 36 °С, что ниже точки росы. И.З. Аронов в [1] не рассматривает вопрос защиты дымовой трубы от гидратной коррозии, а ограничивается следующими выводами: а) в конструкции дымовой трубы необходимо предусматривать отвод образующегося конденсата; б) внутренние поверхности кладки трубы и боровов должны быть покрыты гидроизоляцией. В работе [3] рассмотрен вопрос защиты дымовой трубы от выпадения конденсата продуктов сгорания при их охлаждении ниже точки росы в конденсационных теплоутилизаторах методом байпасирования части неохлажденных продуктов сгорания. Е.Н. Бухаркин в [3] приводит формулу, которая устанавливает связь температуры внутренней поверхности в оголовке дымовой трубы с долей байпасируемых неохлажденных газов и температурой наружного воздуха. Однако основное расчетное уравнение (см. формулу (7) в [3]) записано с ошибкой и для случая плоской стенки.

Известно, что основным условием надежной работы наружных газоходов и дымовых труб является обеспечение в расчетный период эксплуатации теплового режима без образования конденсата на их внутренних поверхностях. Для соблюдения этого условия температура внутренней поверхности наружного газохода и газоотводящей трубы t_{cm} должна быть выше точки росы t_p . Важно выполнение этого условия в оголовке дымовой трубы, то есть $t_{cm}^{ov} > t_p$. С этой точки зрения уменьшение температуры газов после КТ является неблагоприятным фактором, так как при этом снижается t_{cm} , а уменьшение влагосодержания газов – наоборот положительным фактором, так как снижается t_p . Совместное влияние этих факторов на надежность эксплуатации трубы проявляется неоднозначно. Основная задача состоит в определении параметров, при которых обеспечивается надежная эксплуатация дымовых труб, отводящих в атмосферу охлажденные и частично осушенные в КТ продукты сгорания.

С целью установления основных условий надежной работы газоотводящих труб котельных установок, снабженных конденсационными теплоутилизаторами, автором под руководством профессора А.А. Кудинова проанализированы процессы тепло- и массообмена движущихся в трубе продуктов сгорания для случая ее защиты от гидратной коррозии методом байпасирования части горячих газов. Ниже представлены результаты этого анализа.

Для произвольного сечения y составим уравнение теплового баланса уходящих продуктов сгорания (газов) в дымовой трубе в пределах элемента dy . Это уравнение содержит, с одной стороны, изменение теплосодержания продуктов сгорания, с другой, — изменение теплового потока при теплообмене внутренней поверхности трубы с дымовыми газами и наружной с воздухом.

$$-G_{\Gamma} \cdot C_{\Gamma} dt = K_{\ell} \pi (t_{\Gamma} - t_H) dy, \quad (1)$$

где G_{Γ} — расход продуктов сгорания, кг/с; C_{Γ} — теплоемкость продуктов сгорания, Дж/(кг·°C), K_{ℓ} — линейный коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания через цилиндрическую стенку дымовой трубы в наружный воздух, Вт/(м·K); t_{Γ} — температура продуктов сгорания, °C, на участке dy ; t_H — температура наружного воздуха, °C. Знак «—» означает понижение температуры продуктов сгорания при их движении в дымовой трубе. Осуществляя некоторые математические преобразования, получим уравнение, позволяющее рассчитывать температуру газов в любом сечении дымовой трубы: при $y=0$, $t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{осн}$; $y=H_{mp}$, $t_{\Gamma} = t_{\Gamma}^{ол}$ это уравнение запишется в виде

$$t_{\Gamma}^{ол} = t_H + (t_{\Gamma}^{осн} - t_H) \exp\left(-\frac{K_{\ell} \pi H_{mp}}{G_{\Gamma} \cdot C_{\Gamma}}\right), \quad (2)$$

где $t_{\Gamma}^{ол}$ — температура газов в оголовке дымовой трубы, °C; H_{mp} — высота газоотводящей трубы, м. Температура и влагосодержание продуктов сгорания на входе в дымовую трубу связаны с долей перепускаемых по байпасу газов δ уравнением теплового баланса для продуктов сгорания и законом сохранения массы для водяных паров в газах

$$\delta C'_{yx} t'_{yx} + (1 - \delta) C''_{yx} t''_{yx} = 1 \cdot C_{осн} t_{\Gamma}^{осн}, \quad (3)$$

где C'_{yx} , C''_{yx} , $C_{осн}$ — теплоемкости, Дж/(кг·K), продуктов сгорания до и после КТ и смешанных газов на входе в дымовую трубу; t'_{yx} , t''_{yx} — температуры, °C, газов соответственно до и после КТ. Температура внутренней поверхности трубы t_{cm} , °C, может быть определена из уравнения теплопередачи от газов к наружному воздуху и для оголовка газоотводящей трубы примет вид

$$t_{cm}^{ол} = t_{\Gamma}^{ол} - (t_{\Gamma}^{ол} - t_H) K_{\ell} / (\alpha_1 d_1). \quad (4)$$

Выразим зависимость $t_{гг}^{ol'}$ от параметров газов на входе в КТ и на выходе из него и от доли байпасируемых газов с учетом уравнений (3), (2) и, подставив его в (4), получим

$$t_{гг}^{ol'} = t_H + \left[\frac{\delta C'_{yx} t'_{yx}}{C_{осн}} + \frac{(1-\delta) C''_{yx} t''_{yx}}{C_{осн}} - t_H \right] \left[1 - \frac{K_{\ell}}{\alpha_1 d_1} \right] \exp \left[- \frac{K_{\ell} \pi H_{тр}}{G_I \cdot C_I} \right]. \quad (5)$$

Значение $t_{гг}^{ol'}$ должно быть не менее точки росы t_p . Доля байпасируемых газов, необходимая для предотвращения конденсации водяных паров в дымовой трубе, устанавливается из решения следующего уравнения

$$t_{гг}^{ol'} = t_p + \Delta t, \quad (6)$$

где Δt – превышение температуры внутренней поверхности газоотводящей трубы по отношению к t_p . Δt принимается равной 10-15 °С, что вполне достаточно для предупреждения гидратной коррозии в наружных газоходах и дымовых трубах.

Полученные аналитические зависимости (2), (5), (6) позволяют рассчитывать поля температур уходящих газов на внутренней и наружной поверхностях дымовой трубы в зависимости от доли байпасируемых неохлажденных газов, теплофизических характеристик материалов стенки трубы и продуктов сгорания, геометрических параметров трубы и интенсивности воздействия окружающей среды, т.е. устанавливать условия надежной защиты газоотводящих труб от гидратной коррозии методом байпасирования части неохлажденных продуктов сгорания.

Вычисление температурных полей в стенке газоотводящей трубы не является конечной целью, а даст лишь исходные данные, необходимые для определения термических напряжений, которые в общем случае возникают в телах при их жестком закреплении или появлении неоднородного температурного поля. Температурное напряжение в кладке газоотводящей трубы может быть рассчитано по формуле [6] (при $t_{см}=20-300$ °С)

$$\sigma_{кл,t} = 0,165 \cdot i_{кл,t} E_o, \quad (7)$$

где $i_{кл,t}$ – свободная температурная деформация кладки кольцевого сечения ствола трубы; E_o – начальный модуль упругости кладки, МПа.

Для дымовых труб, выполненных из кирпича глиняного марки 100 на растворе марки 50, $E_o = 3000$ МПа ($E_o = 0,03 \cdot 10^6$ кгс/см²).

Представленные аналитические зависимости использовались для расчетов температурных полей, термических напряжений и других параметров работы кирпичных газоотводящих труб высотой 30 м и 60 м и металлических

труб высотой 32 м и 44,2 м. Расчеты выполнялись на ПЭВМ по специально разработанной программе на алгоритмическом языке БЕЙСИК. Ряд результатов расчетов по определению температурных полей на внутренних поверхностях в оголовках дымовых труб представлен на графике рис. 1, а термических напряжений на рис. 2.

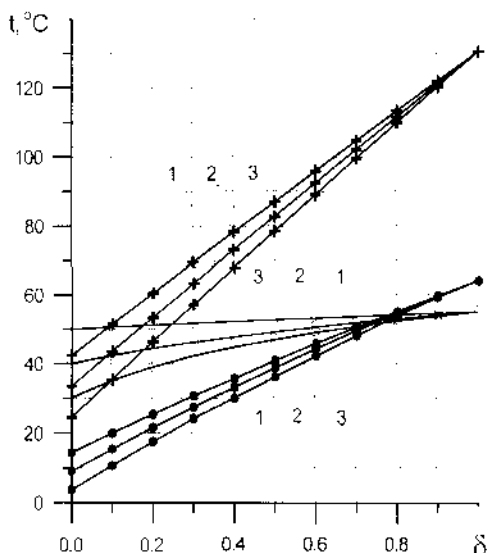


Рис. 1. Зависимость t_p и t_{cm}^{of} от δ при $V_0=10$ м/с, $t'_{yx}=150$ °C и $t_n=-30$ °C:

1 - $t''_{yx}=30$ °C, 2 - $t''_{yx}=40$ °C, 3 - $t''_{yx}=50$ °C;

+++ - кирпичная труба, $H_{mp}=30$ м;

- точка росы; ●●● - стальная труба.

$H_{mp}=32$ м

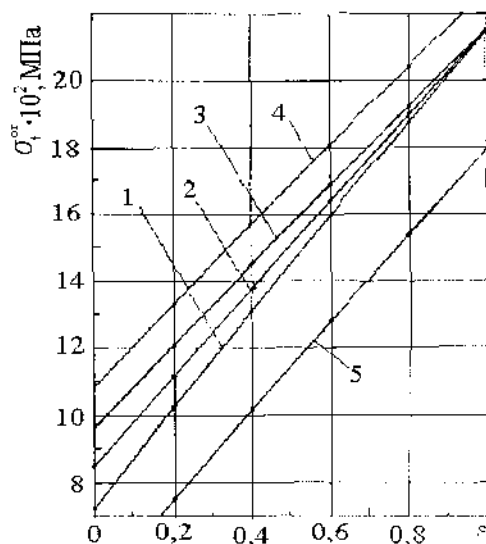


Рис. 2. Зависимость $\sigma_t^{of} \cdot 10^2$, МПа от доли байпасируемых газов δ для кирпичной трубы: $H_{mp}=30$ м; $V_0=10$ м/с; $t'_{yx}=150$ °C; $t_n=-30$ °C; 1 - $t''_{yx}=30$ °C; 2 - $t''_{yx}=40$ °C; 3 - $t''_{yx}=50$ °C; 4 - $t''_{yx}=50$ °C, $t_n=-40$ °C; 5 - $t''_{yx}=40$ °C, $t_n=0$ °C

Анализ результатов вариантных расчетов позволяет сделать следующие выводы.

1. При использовании в котельных установках конденсационных теплоутилизаторов (КТ) защиту дымовых труб от гидратной коррозии наиболее просто и надежно осуществлять методом байпасирования части неохлажденных продуктов сгорания.

2. Доля байпасируемых газов в основном определяется теплозащитными свойствами ограждающих конструкций дымовых труб и скоростью движения в них продуктов сгорания. Для кирпичных и железобетонных газоотводящих труб количество байпасируемых газов составляет 20-25 % от их общего количества.

3. Металлические газоотводящие трубы в расчетный зимний период (при $V_f \leq 7$ м/с и температуре наружного воздуха $t_n = -30$ °C) работают в конденсацион-

ном режиме как при наличии в котельной КТ, так и при его отсутствии. Поэтому при использовании металлических дымовых труб отпадает необходимость в подмешивании неохлажденных продуктов сгорания в поток газов, покидающих КТ. В этом случае необходимо поддерживать положительную температуру внутренней поверхности газоотводящей трубы для предотвращения замерзания на ней конденсата водяных паров.

4. Наличие в котельных установках КТ снижает температурный перепад, свободную температурную деформацию и термические напряжения в конструктивных элементах дымовых труб в 2-2,5 раза, что повышает надежность работы как обычных кирпичных и железобетонных, так и металлических газоотводящих труб.

5. Абсолютное охлаждение газов в кирпичных трубах высотой 30 м (без футеровки) при скоростях уходящих продуктов сгорания 7-10 м/с составляет 7-5 °С при работе котлоагрегатов в обычных условиях и 4,5-3,0 °С при установке конденсационных теплоутилизаторов, а в кирпичных трубах высотой 60 м (с футеровкой) – 3-2 °С и 2-1,5 °С соответственно при работе котлов без конденсационных теплоутилизаторов и при установке КТ.

Заключение

Создана математическая модель теплообмена охлажденных ниже точки росы в КТ продуктов сгорания, движущихся в газоотводящей трубе. Выполнены вариантные расчеты температурных полей уходящих газов и стенки дымовой трубы в зависимости от доли байпасируемых неохлажденных газов и совокупного влияния теплофизических и геометрических параметров системы и интенсивности воздействия окружающей среды. Построены номограммы, позволяющие устанавливать оптимальную долю байпасируемых газов из условий надежной защиты газоотводящих труб от гидратной коррозии. Показано, что наличие КТ в 2,0-2,5 раза снижает температурный перепад в цилиндрической стенке дымовой трубы, свободную температурную деформацию и температурные напряжения в кладке, что повышает ее долговечность.

Список литературы

1. Аронов И.З. О принципах проектирования дымовых труб и боровов для газифицированных котельных с контактными экономайзерами// Промышленная энергетика. 1969. № 6. С. 35-37.
2. Беляев Д.С. Из опыта эксплуатации кирпичных дымовых труб промышленных котельных, работающих на газе// Промышленная энергетика. 1971. № 9. С. 26-29.

3. Бухаркин Е.П. К вопросу обеспечения надежных условий использования экономичных котлов с конденсационными теплоутилизаторами// Промышленная энергетика. 1995. № 7. С. 31-34.
4. Янкелевич В.И. О надежности кирпичных дымовых труб промышленных котельных, работающих на природном газе// Промышленная энергетика. 1969. № 6. С. 37-38.
5. Кудинов А.А., Левушкина Ю.В., Казмыков М.В., Шаляхин В.А. Работа дымовых труб в условиях глубокого охлаждения продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах// Энергосбережение. Ульяновск: Изд-во «Пресса». 1999. Выпуск №1. С. 87-89.
6. Шшиков И.А., Лебедев В.Г., Беляев Д.С. Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия. 1976. 176 с.

УДК 621.1.016.7

М. В. КАЛМЫКОВ

Эксергетический анализ работы конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа

Резервом снижения потребления топлива в котельных установках является использование низкопотенциального тепла уходящих продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах (КТ) поверхностного или контактного типа [1]. При работе котла на природном газе возможно глубокое охлаждение продуктов сгорания ниже температуры точки росы с утилизацией не только явного (физического), но и скрытого тепла конденсации содержащихся в продуктах сгорания водяных паров. Для принятия решения о целесообразности применения теплоутилизаторов необходимо располагать сведениями о количестве тепла, которое может быть получено в данном КТ при условии охлаждения продуктов сгорания до заданной температуры. Правильный тепловой расчет эксплуатируемого теплоутилизатора определяет максимально возможное использование теплоты продуктов сгорания и снижения расхода топлива.

С целью повышения эффективности работы Ульяновской ТЭЦ-3, паровая часть которой содержит три котла ДЕ-10-14 ГМ, работающих на природном газе, разработана теплоутилизационная установка для глубокого охлаждения уходящих продуктов сгорания, смонтированная на всасывающей стороне дымососа котла № 2. Установка выполнена на базе биметаллического калорифера КСк-4-11-02 ХЛЗ и предназначена для нагревания сырой воды перед подачей ее на химводоочистку [2]. Весной 1999 г. были проведены натурные испытания теплоутилизационной установки. Испытания проводились при трех паропроизводительностях котла ДЕ-10-14ГМ 8, 9 и 10 т/ч [3].

На основании полученных результатов под руководством проф. А.А. Кудинова произведен эксергетический анализ работы конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа при паропроизводительности котла 10 т/ч. При данном режиме работы парогенератора температура продуктов сгорания перед КТ $t'_{yx} = 134$ °С, после КТ температура дымовых газов составила $t''_{yx} = 46$ °С. При этом вода нагревается до 13,9 °С. Температура окру-

жающей среды принята равной температуре воды на входе в КТ $t'_a = 0,3$ °C.

В расчетах принимался следующий состав газообразного топлива (Уренгойского месторождения) в процентах по объему (данные ПТО Ульяновской ТЭЦ-3):

$CH_4=98,678$; $C_2H_6=0,349$; $C_3H_8=0,191$; $C_4H_{10}=0,018$; $nC_4H_{10}=0,021$; $CO_2=0,004$; $N_2=0,738$; $Q_u^c=7973$ ккал/м³, $Q_a^c=8867$ ккал/м³; $\rho=0,681$ кг/м³.

Теоретическое количество сухого воздуха, необходимое для сжигания 1 м³ сухого природного газа

$$V_o^c = 0,0476[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \Sigma(m+n/4)C_mH_n - O_2]. \quad (1)$$

$$V_o^c = 0,0476[2 \cdot 98,678 + 3,5 \cdot 0,349 + 5 \cdot 0,191 + 6,5 \cdot 0,039] = 9,5098 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объем азота

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V_o^c + N_2/100. \quad (2)$$

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot 9,5098 + 0,738/100 = 7,5201.$$

Теоретический объем трехатомных газов

$$V_{RO_2}^o = V_{CO_2}^o + V_{SO_2}^o; \quad V_{SO_2}^o = 0.$$

$$V_{RO_2}^o = 0,01[CO_2 + CO + H_2S + \Sigma(mC_mH_n)], \quad (3)$$

$$V_{RO_2}^o = 0,01[0,004 + 1 \cdot 98,678 + 2 \cdot 0,349 + 3 \cdot 0,191 + 4 \cdot 0,039] = 1,001.$$

Теоретический объем водяных паров

$$V_{H_2O}^o = 0,01[H_2S + H_2 + \Sigma(0,5nC_mH_n) + 0,124d_s] + 0,0161 V_o^c. \quad (4)$$

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot 0,5[4 \cdot 98,678 + 6 \cdot 0,349 + 8 \cdot 0,191 + 10 \cdot 0,039] + 0,0161 \cdot 9,5098 = 2,147.$$

Объем сухих продуктов сгорания

$$V_s^c = V_{N_2}^o + V_{RO_2}^o + V_{O_2}^o = 7,52 + 1,001 + (1,25 - 1) \cdot 9,5098 = 10,898. \quad (5)$$

Объем водяных паров

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,016(\alpha_{yx} - 1)V_o^c = 2,1467 + 0,0161(1,25 - 1) \cdot 9,5098 = 2,185. \quad (6)$$

Суммарный объем влажных продуктов сгорания

$$V = V_s^c + V_{H_2O} = 10,898 + 2,185 = 13,0835 \text{ м}^3 \text{ пр.с.г./м}^3 \text{ газа}. \quad (7)$$

Расчет объемного состава продуктов сгорания топлива можно произвести по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} r_{CO_2} &= V_{CO_2}/V; \\ r_{H_2O} &= V_{H_2O}/V; \\ r_{N_2} &= V_{N_2}/V; \\ r_{O_2} &= V_{O_2}/V; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$r_{CO_2}=0,04961; r_{H_2O}=0,10639; r_{N_2}=0,37270; r_{O_2}=0,47131.$$

Молекулярная масса газов рассчитывается по формуле:

$$\mu=28,15r_{N_2}+32,00r_{O_2}+44,01r_{CO_2}+18,02r_{H_2O}. \quad (9)$$

В данном случае $\mu=29,6736$.

Параметр β для газовой смеси известного состава выражается уравнением:

$$\beta=0,94r_{N_2}+1,23r_{O_2}+4,00r_{CO_2}+2,20r_{H_2O}. \quad (10)$$

В данном случае $\beta=1,36254$.

По таблицам термодинамических свойств продуктов сгорания [4] для температуры газов t_{yx} определяем значение мольной энтальпии μh и предельной энтропии $\ln \pi_{ol}$. При температуре продуктов сгорания перед КТ $t'_{yx}=134^\circ\text{C}$, $\mu h'_{yx}=4082,58$ кДж/моль, а $\ln \pi'_{yx}=1,4612$.

Соответственно, значение энтальпии газов, отнесенное к 1 кг газа:

$$h'_{yx} = \frac{\mu h'_{yx}}{\mu} = 137,5829 \text{ кДж/кг}. \quad (11)$$

Мольная энтропия $\mu S'_{yx}$ равна

$$\mu S'_{yx} = \ln \pi'_{yx} \mu R = 1,4612 \cdot 8,31441 = 12,1490 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}. \quad (12)$$

Энтропия продуктов сгорания S'_{yx} до КТ

$$S'_{yx} = \mu S'_{yx} / \mu = 0,4094 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}. \quad (13)$$

Те же значения находим для уходящих газов при температуре $t''_{yx}=46^\circ\text{C}$ после КТ: $\mu h''_{yx}=1390,08$ кДж/кг, $\ln \pi''_{yx}=0,5652$, $h''_{yx}=46,8457$,

$$\mu S''_{yx} = \ln \pi''_{yx} \mu R = 4,6993 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{K)}, S''_{yx} = \mu S''_{yx} / \mu = 0,1584 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Температура окружающей среды принята равной температуре воды на входе в КТ $t'_o=0,3^\circ\text{C}$. При данной температуре $\mu h^o_{yx} \approx 0$ и $\ln \pi^o_{yx} \approx 0$.

Удельная эксергия уходящих газов до КТ

$$e'_{yx} = h'_{yx} - T_o S'_{yx} = 137,5829 - 273,15 \cdot 0,4094 = 25,7553 \text{ кДж/кг}. \quad (14)$$

Эксергия газов до КТ

$$E'_{yx} = G'_{yx} e'_{yx} = 1,2411 \cdot 25,7553 = 31,9649 \text{ кДж/с}. \quad (15)$$

Удельная эксергия уходящих газов после КТ

$$e''_{yx} = h''_{yx} - T_o S''_{yx} = 46,8457 - 273,15 \cdot 0,1584 = 3,5787 \text{ кДж/кг}.$$

Эксергия газов после КТ

$$E_{yx}'' = G_{yx}'' e_{yx}'' = 1,2411 \cdot 3,5787 = 4,4415 \text{ кДж/с.} \quad (16)$$

Уменьшение эксергии газов в теплоутилизаторе

$$\Delta E_{yx} = E_{yx}' - E_{yx}'', \quad (17)$$

$$\Delta E_{yx} = 31,9649 - 4,4415 = 27,5234 \text{ кДж/с.}$$

Изменение эксергии воды в КТ (при повышении температуры воды до 13,9 °C) ΔE_e рассчитывается по формуле:

$$\Delta E_e = G_e (h_e'' - T_o S_e'') = 7,3611 \cdot (58,941 - 273,15 \cdot 0,2076) = 16,4525 \text{ кДж/с.} \quad (18)$$

Эксергия конденсата E_K (при 45 °C) равна

$$E_K = G_K (h_K - T_o S_K) = 0,0928 \cdot (188,4 - 273,15 \cdot 0,6378) = 1,3164 \text{ кДж/с.}$$

При этом принято, что давление воды на входе в КТ 650 кПа, на выходе из КТ – 600 кПа, а давление конденсата – атмосферное.

Эксергетический КПД КТ поверхностного типа η_{KT} , %, равен

$$\eta_{KT} = \frac{\Delta E_e + E_K}{\Delta E_{yx}} 100\%, \quad (19)$$

$$\eta_{KT} = \frac{16,4525 + 1,3164}{27,5234} 100\% = 64,56 \text{ \%}.$$

В.М. Бродянским приведены результаты расчетов эксергетического КПД пароводяного поверхностного теплообменника, который составляет 62,5 %, для теплообменника смешивающего типа (предельный случай) – 73,5 % [5].

Вывод

Рассчитан эксергетический КПД конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа, смонтированного на всасывающей стороне дымососа котла № 2 Ульяновской ТЭЦ-3 и предназначенного для нагрева сырой воды путем глубокого охлаждения уходящих продуктов сгорания.

Список литературы

1. Аронов И.З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра. 1990. 280 с.
2. Кудинов А.А. Энергосбережение в теплогенерирующих установках. Ульяновск: УлГТУ. 2000. 139 с.
3. Кудинов А.А., Калмыков М.В. Экспериментальные исследования конденсационного теплоутилизатора поверхностного типа на Ульяновской ТЭЦ-3. Тезисы докладов

XXXIV научно-технической конференции (24 января-4 февраля 2000 года). Часть 2. Ульяновск: УлГТУ. 2000. С. 19-20.

4. *Ривкин С.Л.* Термодинамические свойства воздуха и продуктов сгорания топлив. Л.: Госэнергоиздат. 1955. 40 с.
5. Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие/ В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.: Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики. Киев: Наук. думка. 1991. 360 с.

УДК 697.34

М. Е. Орлов

Совершенствование технологий обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения

Эксплуатация современных систем теплоснабжения сопряжена с рядом проблем, обусловленных отклонением от расчетных тепловых нагрузок и недоотпуском тепла потребителям из-за увеличения стоимости топливно-энергетических ресурсов. Недоотпуск тепла особенно остро ощущается в зимний период, когда часть тепловой нагрузки должны обеспечивать пиковые источники теплоты, находящиеся как в составе оборудования ТЭЦ, так и в пиковых районных котельных. В большинстве систем теплоснабжения работа пиковых теплоисточников недостаточно надежна и экономична.

Пониженная надежность работы источников пиковой тепловой мощности (ПТМ) связана с высоким температурным режимом, периодичностью их работы и аварийными ситуациями, возникающими из-за наружной и внутренней коррозии оборудования, заноса труб пиковых сетевых подогревателей и водогрейных котлов различными отложениями, пережога поверхностей нагрева водогрейных котлов.

Причинами, снижающими экономичность пиковых теплоисточников, являются низкий КПД водогрейных котлов, большие по сравнению с основными источниками потери теплоты и расходы топлива, использование высокопотенциального пара в пиковых сетевых подогревателях, значительные затраты на водоподготовку и частый ремонт оборудования. Во многом трудности обеспечения пиковой тепловой мощности объясняются недостаточной научно-технической проработкой вопросов выбора, проектирования и эксплуатации источников ПТМ.

Оценочные расчеты показывают, что по стране перерасход условного топлива пиковыми водогрейными котлами из-за потерь теплоты с уходящими газами составляет огромную величину (около 2,3 млн. т/год), а перерасход электроэнергии на преодоление дополнительного гидравлического сопротивления, возникающего из-за наличия накипи в поверхностях нагрева, составляет 64,6 млн. кВт·ч в год. Реальные величины перерасходов топлива и электроэнергии бывают, как правило, значительно больше.

В результате оценки современного состояния источников ПТМ определены основные направления совершенствования технологий их работы и сформулирован новый подход к эффективности обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения, основные положения которого заключаются в следующем:

1. Существенное повышение экономичности источников ПТМ путём:

а) снижения температуры уходящих газов водогрейных котлов хотя бы до уровня энергетических котлов при работе на мазуте и глубокое охлаждение уходящих газов при работе на природном газе; б) дополнения пиковых водогрейных котлов газотурбинными установками малой мощности и дополнением паровых котлов, используемых в качестве пиковых источников, паровыми турбинами малой мощности с противодавлением; в) совершенствования технологий регулирования тепловой нагрузки ТЭЦ и создания технологий работы пиковых теплоисточников для низкотемпературного теплоснабжения, позволяющего полнее использовать преимущества теплофикации; г) повышения коэффициента теплофикации и термодинамической эффективности действующих ТЭЦ за счет применения технологий, обеспечивающих рациональное использование отборов турбин при покрытии пиковой тепловой нагрузки; д) разработки технологий работы источников ПТМ, обеспечивающих снижение энергозатрат на собственные нужды; е) существенного снижения капитальных и эксплуатационных затрат на обработку подпиточной воды теплосети.

2. Радикальное повышение надежности источников ПТМ путем:

а) применения низкотемпературных режимов работы оборудования; б) расширения использования пиковых сетевых подогревателей и сокращения использования водогрейных котлов на ТЭЦ; в) повышения качества противокоррозионной обработки подпиточной воды теплосети.

Наиболее энергозатратным оборудованием при подготовке подпиточной теплосети являются деаэрационные установки. В связи с этим проведен технико-экономический анализ различных способов термической деаэрации в пиковых теплоисточниках ТЭЦ. В качестве критерия при сравнении тепловой экономичности теплофикационных установок с деаэраторами принята величина мощности $N_{тф}$, кВт, турбоустановки, развиваемой на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей, подаваемых в деаэратор

$$N_{тф} = D_{отб} (i_0 - i_{отб}) \eta_{эл}, \quad (1)$$

где $D_{отб}$ – расход пара в отборах турбины, кг/с; $i_o, i_{отб}$ – энтальпии свежего и отбираемого из турбины пара, кДж/кг; $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД турбогенератора.

Для более полной оценки влияния типа деаэратора на тепловую экономичность паротурбинной установки учтена мощность $N_{рег}$, кВт, вырабатываемая на тепловом потреблении за счет регенеративного подогрева конденсата пароводяных подогревателей исходной воды. Определение $N_{рег}$ производилось с помощью введения в схему условных эквивалентных регенеративных отборов, идея которых предложена профессорами Е.Я. Соколовым и З.Ф. Немцевым [1].

Расчет суммы $(N_{мф} + N_{рег})$ произведен для установок с деаэраторами атмосферного (ДА), вакуумного (ДВ) типов и деаэраторами повышенного давления (ДП). Установлено, что, применительно к ТЭЦ высокого давления с энтальпией пара $i_o = 3495,98$ кДж/кг, $i_{отб} = 2721,42$ кДж/кг, с энтальпией питательной воды $i_{пв} = 992,27$ кДж/кг, расходом и температурой деаэрированной воды $G_{пмс} = 111,1$ кг/с, $t_{пмс} = 95^\circ\text{C}$, с КПД турбоустановки $\eta_{эм} = 0,95$, суммарная мощность $(N_{мф} + N_{рег})$, развиваемая на тепловом потреблении в установке с ДВ, на 985 кВт больше аналогичной мощности в установке с ДА и на 1288 кВт больше мощности в установке с ДП. Увеличение мощности турбины, развиваемой на тепловом потреблении, приводит к сокращению конденсационной мощности на ту же величину. При этом в установке с ДВ экономия топлива составит: по сравнению с ДА 2157 т условного топлива в год, а по сравнению с ДП 2820 т условного топлива в год. При цене условного топлива 2000 руб./т экономия составит соответственно 4,3 и 5,6 млн. рублей в год.

Для получения математических моделей физико-химических процессов, протекающих в водоподготовительной установке проведены экспериментальные исследования на пиковой водогрейной котельной Ульяновской ТЭЦ-3 [2]. Главной особенностью проведенных исследований является пониженный температурный уровень процессов декарбонизации и деаэрации подпиточной воды теплосети. В результате исследований были получены следующие уравнения регрессии:

$$Y_1 = 3,6 + 0,17 X_1 - 0,5 X_2 - 0,33 X_3 - 0,14 X_2 X_3 ; \quad (2)$$

$$Y_2 = 7,98 - 0,02 X_1 + 0,06 X_2 + 0,04 X_3 ; \quad (3)$$

$$Y_3 = 164 + 51 X_1 - 61 X_2 ; \quad (4)$$

$$Y_4 = 8,25 - 0,06 X_1 + 0,10 X_2 + 0,03 X_3 - 0,04 X_1 X_2. \quad (5)$$

Интервалы варьирования и обозначения факторов и целевых функций для уравнений (2)-(5) представлены в табл. 1.

Таблица 1

Значения регулируемых факторов и целевых функций

Показатель для построения уравнения регрессии	Регулируемые факторы			Целевые функции			
	Расход исходной воды $G_{ив}, \text{т/ч}$	Температура исходной воды $t_{ив}, ^\circ\text{C}$	Расход воздуха на декарбонизатор $D_a, \% D_a^{ном}$	остаточное содержание CO_2 в декарбонизированной воде, мг/л	показатель pH декарбонизированной воды	содержание растворенного O_2 в деаэрированной воде, мкг/кг	показатель pH деаэрированной воды
Базовый уровень X_{i0}	380	13	75				
Интервал варьирования λ_i	140	5	25				
Обозначение	X_1	X_2	X_3	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4

Дисперсии воспроизводимости и адекватности в уравнениях (2)-(5) равны соответственно 0,058 и 0,036; 0,00136 и 0,00118; 37,5 и 6,25; 0,0025 и 0,0001.

Для практического использования полученных уравнений регрессии удобно пользоваться их графической интерпретацией. На рис. 1 представлены такие графики, построенные по уравнениям (4) и (5).

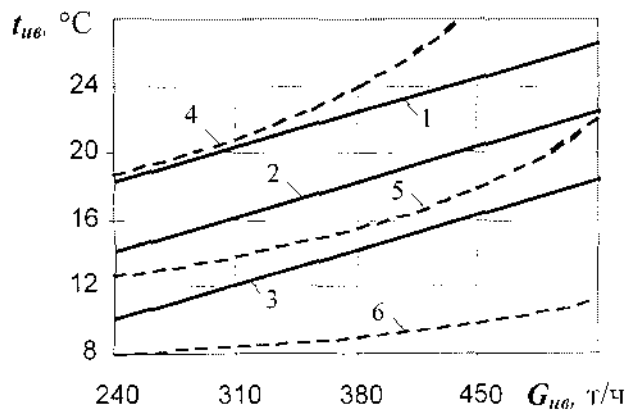


Рис. 1. Зависимости остаточного содержания O_2 и показателя pH деаэрированной воды от расхода и температуры обрабатываемой воды при $D_a = 100 \% D_a^{ном}$, построенные для характерных значений:

- 1 - $C_{\text{O}_2}^{ост} = 50 \text{ мкг/л}$; 2 - $C_{\text{O}_2}^{ост} = 100 \text{ мкг/л}$;
- 3 - $C_{\text{O}_2}^{ост} = 150 \text{ мкг/л}$; 4 - $\text{pH} = 8,5$;
- 5 - $\text{pH} = 8,33$; 6 - $\text{pH} = 8,2$

Полученные математические модели работы установки для подготовки подпиточной воды теплосети позволяют оценить, до какого минимального технологически допустимого уровня можно снизить температуру обрабаты-

ваемой воды, а следовательно, и энергетические затраты на ее подогрев. Модели, описывающие эффективность десорбции диоксида углерода из подпиточной воды, позволяют также оценить, до какого технологически приемлемого уровня и при каких условиях можно снизить энергетические затраты на подачу воздуха в декарбонизатор.

Для повышения эффективности вакуумной деаэрации подпиточной воды теплосети в пиковых районных котельных предложена новая технология организации потоков теплоносителей [3], которая предусматривает

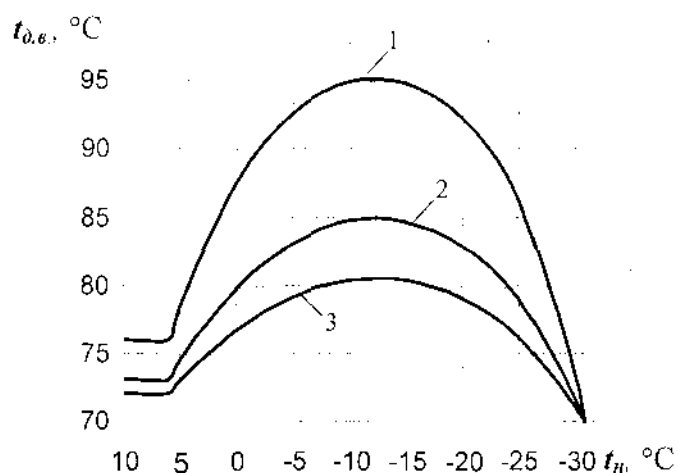


Рис. 2. Графики зависимостей температуры деаэрированной воды в новой схеме от температуры наружного воздуха при различных массовых расходах подпиточной воды: 1 - $G_{п.} = 100$; 2 - $G_{п.} = 200$; 3 - $G_{п.} = 300$ т/ч

включение вакуумного деаэратора в трубопровод рециркуляции, что позволяет повысить температурный режим процесса деаэрации и температуру деаэрированной воды (рис. 2). Кроме того, в котельной, работающей по предложенной технологии, на 7 % снижаются затраты электроэнергии на собственные нужды [4].

Значительную долю затрат при эксплуатации пиковых теплоисточников составляют затраты на противонакипную обработку подпиточной воды теплосети. Поэтому особое внимание при подготовке подпиточной воды следует уделять применению современных экологически безопасных технологий защиты от накипи, таких как ультразвуковая и магнитная обработка, дозирование фосфонатов, которые позволяют без применения дорогостоящего ионообменного умягчения обеспечить надежную работу пикового теплоисточника и существенно снизить затраты на водоподготовку. Удельные затраты на противонакипную обработку 1 м^3 подпиточной воды теплосети различными способами представлены на диаграмме (рис. 3).

На основании проведенных исследований был сделан вывод о необходимости корректировки требований ПТЭ по показателям, определяющим интенсивность накипеобразования для пиковых сетевых подогревателей,

и разработаны технологии работы источников ПТМ [5-8], позволяющие применить упрощенные способы противонакипной обработки подпиточной воды теплосети.

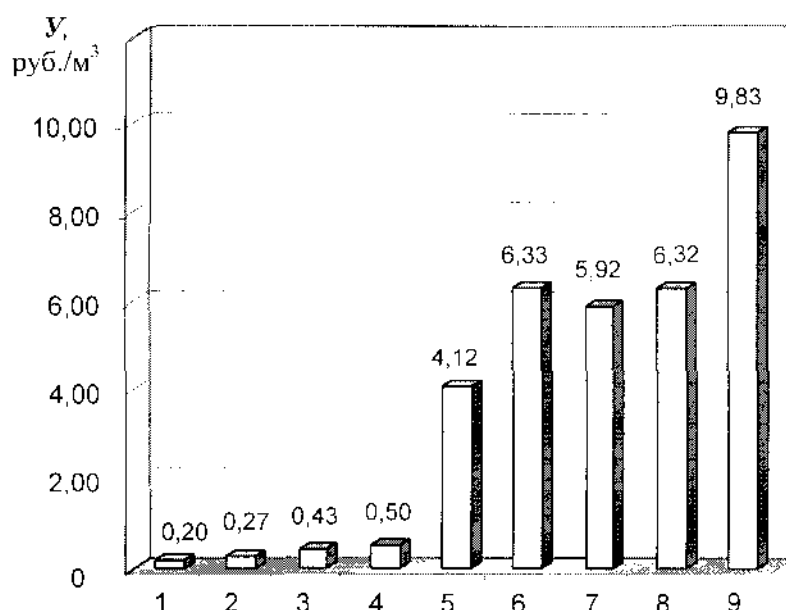


Рис. 3. Стоимость противонакипной обработки 1 м³ подпиточной воды различными способами: 1 - ультразвуковая обработка; 2 - магнитная обработка; 3 - декарбонизация, дозирование ИОМС; 4 - подкисление, декарбонизация, подщелачивание; 5 - Н-катионирование, декарбонизация, подщелачивание; 6 - подкисление, Na-катионирование, декарбонизация, подщелачивание; 7 - известкование с коагуляцией; 8 - известкование с коагуляцией, подкисление; 9 - известкование с коагуляцией, подкисление, Na-катионирование

На некоторых ТЭЦ и котельных пиковые водогрейные котлы работают на внутренний замкнутый контур, который подключен к трубопроводам теплосети через поверхностные водо-водяные теплообменники. Разделение системы теплоснабжения на два независимых контура (сетевой трубопровод и замкнутый контур водогрейных котлов) позволяет исключить попадание в тракт водогрейных котлов различных примесей из теплосети и снизить интенсивность накипеобразования в поверхностях нагрева котлов. Благодаря высокому качеству воды в замкнутом контуре появляется возможность существенно повысить надежность работы водогрейных котлов. Для обеспечения требуемой температуры сетевой воды 150°C после водо-водяных теплообменников температура на выходе водогрейных котлов должна быть не ниже 160-180°C, т.е. для подпитки замкнутого контура необходима вода более высокого качества, чем подпиточная вода теплосети. С этой целью разработаны

технологии подпитки замкнутого контура водогрейных котлов водой высокого качества из трубопровода основного конденсата турбин [7] или добавочной питательной водой энергетических котлов [6], в то же время для подготовки подпиточной воды теплосети в двухконтурных схемах предложено применять более дешевые упрощенные технологии защиты от накипи, например, ультразвуковую обработку или дозирование фосфонатов.

Для котельных, работающих по двухконтурной схеме и расположенных отдельно от ТЭЦ, разработано техническое решение, позволяющее исключить значительные утечки воды из замкнутого контура и обеспечить требуемый режим деаэрации за счет подогрева греющего агента вакуумного деаэратора в дополнительном теплообменнике, который включен в трубопроводы замкнутого контура [9].

Наиболее перспективным направлением повышения тепловой экономичности пиковых водогрейных котлов является снижение потерь теплоты с уходящими продуктами сгорания, температура которых нередко превышает 200 °С, а потери теплоты с ними составляют более 10-15 %.

При утилизации теплоты уходящих продуктов сгорания встает проблема поиска приемлемых теплоносителей, которые можно нагревать уходящими газами пиковых водогрейных котлов и далее полезно использовать. Предложено несколько вариантов решения этой проблемы. Под руководством профессора Шарапова В.И. в НИИ ТЭСУ разработана серия технологий, которые позволяют использовать теплоту уходящих газов для подогрева различных потоков подпиточной воды теплосети в одном или двух поверхностных теплообменниках, последовательно установленных в газоходах пиковых водогрейных котлов, работающих на газообразном топливе [10]. На рис. 4 показаны графики изменения расходов нагреваемых теплоносителей в зависимости от температуры и количества уходящих газов для пиковых водогрейных котлов различной производительности. Из графиков видно, что низкотемпературный теплоноситель выгоднее нагревать в подогревателе конденсационного типа с использованием теплоты конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания.

Расчеты показывают, что потери теплоты q_2 в современных котлоагрегатах при отнесении их к низшей теплоте сгорания и определении энтальпии без учета теплоты конденсации содержащихся водяных паров составляют всего 7-9 %, а с учетом теплоты конденсации могут достигать 20-25 %. Разработанный несколько десятков лет назад нормативный метод теплового расчета котельных агрегатов не позволяет учитывать теплоту конденсации

водяных паров. В связи с этим предлагается дополнить нормативный метод теплового расчета котельных агрегатов зависимостями, позволяющими учитывать количество и теплоту конденсации водяных паров при определении потерь теплоты с уходящими газами q_2 .

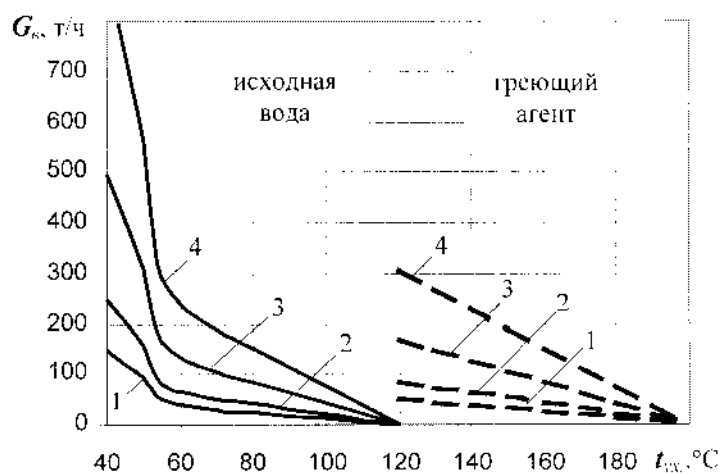


Рис. 4. Расходы исходной воды и греющего агента, подогреваемых соответственно с 5 до 35°C и с 70 до 100°C в поверхностных подогревателях, в зависимости от температуры уходящих газов: 1 - для КВГМ-30, 2 - для КВГМ-50, 3 - для КВГМ-100, 4 - для КВГМ-180

При использовании теплоты уходящих газов увеличивается коэффициент использования топлива котельной установки. Применение подогревателей «сухого» теплообмена с пиковыми водогрейными котлами позволяет повысить коэффициент использования топлива на 7 %, а конденсационных теплоутилизаторов – на 17 %.

Для снижения повреждаемости оборудования пиковых теплоисточников разработаны технологии низкотемпературного теплоснабжения. За счет понижения максимальной температуры нагрева теплоносителя до 100-110 °C новые технологии позволяют повысить надежность источников ПТМ и шире использовать преимущества теплофикации. Для реализации этих положений разработаны новые схемы тепловых электростанций с параллельным включением пиковых водогрейных котлов и основных сетевых подогревателей (рис. 5) [5].

При разделении сетевой воды на параллельные потоки снижается гидравлическое сопротивление в оборудовании ТЭЦ, более полно используется тепловая мощность сетевых подогревателей турбин и водогрейных котлов за счет увеличения температурного перепада на их входе и выходе до 40-50 °C, а также увеличивается электрическая мощность ТЭЦ и возрастает абсолютная величина комбинированной выработки электрической энергии на величину $\Delta E_{мф}$, кВт·ч, которую можно найти по формуле

$$\Delta E_{мф} = \Delta D_{отб} (i_0 - i_{отб}) K_r \eta_{эл} n, \quad (6)$$

где $\Delta D_{отб}$ – разность расходов пара в отопительных отборах при обычном и низкотемпературном теплоснабжении, кг/с; $i_o, i_{отб}$ – энтальпии свежего и отбираемого из турбины пара, кДж/кг; K_r – коэффициент, учитывающий увеличение мощности за счет регенеративного подогрева конденсата; $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД турбогенератора; n – число часов, когда обеспечивается прирост электрической мощности.

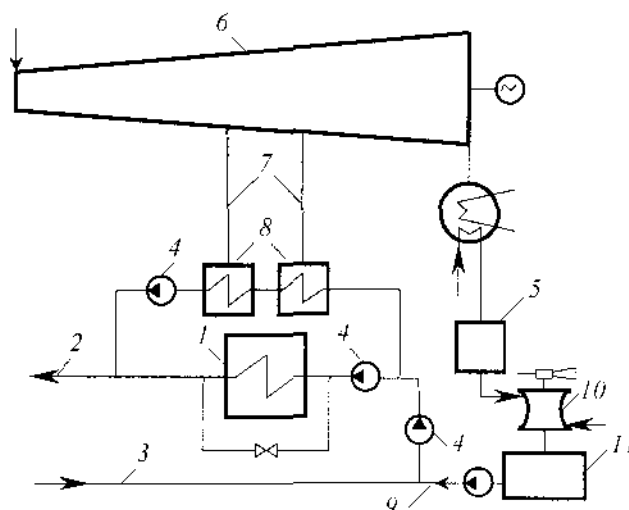


Рис. 5. Схема ТЭЦ с параллельным включением пиковых водогрейных котлов и основных сетевых подогревателей: 1 - пиковый водогрейный котел; 2, 3 - подающий и обратный трубопроводы теплосети; 4 - сетевой насос; 5 - узел умягчения; 6 - теплофикационная турбина; 7 - отопительные отборы пара; 8 - сетевые подогреватели; 9 - трубопровод подпиточной воды; 10 - вакуумный деаэратор; 11 - бак-аккумулятор

Расчеты для ТЭЦ тепловой мощностью 1240 МВт с тремя турбинами Т-100-130 и тремя водогрейными котлами КВГМ-180 показывают, что увеличение расхода пара в теплофикационных отборах увеличивает выработку электроэнергии на тепловом потреблении на 19,95 млн. кВт·ч в год. При этом на электростанции сэкономится до 4980 т условного топлива, что при стоимости условного топлива 2000 руб./т составит 9960 тыс. рублей в год.

Одним из способов повышения эффективности обеспечения пиковых тепловых нагрузок ТЭЦ является замена ненадежно работающих пиковых водогрейных котлов на пиковые сетевые подогреватели. Использование пиковых сетевых подогревателей, подключенных к отборам пара турбин, позволяет полезно использовать потенциал отработавшего парового потока и повышает теплофикационную выработку электроэнергии [11].

Для сравнения экономической эффективности традиционных и новых технологий обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения произведен их технико-экономический анализ [12]. В результате этого анализа определено, что наименее экономичной из рассмотренных технологий является широко распространенный вариант с пиковыми водогрейными котлами, включенными последовательно с основными сетевыми подогревателями. Разработанные в НИЛ ТЭСУ технологии обеспечения ПТМ позволяют применить малозатратные способы водоподготовки, что способствует снижению общих затрат и повышает конкурентоспособность этих технологий. Выявлено, что минимальные приведенные затраты имеет вариант с пиковыми водогрейными котлами, включенными в замкнутый контур с водо-водяными теплообменниками.

Выводы

1. Основными причинами неэффективной работы источников ПТМ являются: большие потери теплоты с уходящими газами пиковых водогрейных котлов; низкая надежность водогрейных котлов из-за повышенного температурного режима их работы и температурных разверок в поверхностях нагрева; высокие требования к водно-химическому режиму и, как следствие, большие затраты на водоподготовку; низкая эффективность использования преимуществ теплофикации на ТЭЦ; низкое качество противокоррозионной обработки подпиточной воды теплосети.
2. С целью совершенствования технологий обеспечения ПТМ на практике необходимо активно применять новый подход к эффективности обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения, основные положения которого заключаются в радикальном повышении надежности и экономичности пиковых теплоисточников.
3. В рамках нового подхода в НИЛ ТЭСУ разработан комплекс технических решений, позволяющих повысить эффективность обеспечения ПТМ систем теплоснабжения:
 - серия технологий, позволяющих использовать теплоту уходящих газов для подогрева различных потоков подпиточной воды в поверхностных теплообменниках, расположенных в газоходах водогрейных котлов;
 - новые технологии работы ТЭЦ для низкотемпературного теплоснабжения, предусматривающие параллельное включение основных сетевых подогревателей и пиковых водогрейных котлов

и позволяющие сократить затраты на водоподготовку и увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении;

- энергосберегающие технологии вакуумной деаэрации в одноконтурных и двухконтурных водогрейных котельных, предусматривающие новый более рациональный порядок организации потоков теплоносителей, который позволяет снизить расходы тепловой и электрической энергии на собственные нужды;

- технологии подпитки замкнутого контура двухконтурных пиковых водогрейных котельных ТЭЦ водой высокого качества из питательного тракта энергетических котлов и обработки подпиточной воды теплосети по упрощенной технологии;

- технологии, позволяющие расширить возможности применения пиковых сетевых подогревателей, подключенных к отборам пара турбин.

4. Произведено технико-экономическое сравнение различных способов деаэрации воды в источниках ПТМ ТЭЦ, которое показало, что при выборе типа деаэратора определяющими факторами являются: обеспечение требуемой глубины деаэрации и эксплуатационные затраты на деаэрационные установки (выработка электрической мощности на тепловом потреблении, снижение потерь конденсата на ТЭЦ). По этим факторам установлено, что наибольший экономический эффект создается при использовании вакуумных деаэраторов, подогрев теплоносителей перед которыми осуществляется с помощью низкопотенциальных отборов пара турбин.
5. В результате экспериментальных исследований водоподготовительной установки пиковой водогрейной котельной, получены многофакторные модели процессов дегазации подпиточной воды теплосети. Эти модели позволяют оценить, до какого минимального технологически допустимого уровня можно снизить температуру обрабатываемой воды, а следовательно, и энергетические затраты на ее подогрев и на подачу воздуха в декарбонизатор.
6. Техничко-экономический анализ различных способов обеспечения ПТМ показал, что традиционная технология обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения с помощью пиковых водогрейных котлов, включенных последовательно с основными сетевыми подогревателями, является наименее экономичной. Лучшие технико-экономические показа-

тели имеет технология с пиковыми водогрейными котлами, включенными в замкнутый контур с водо-водяными теплообменниками.

Список литературы

1. *Пемцев З.Ф.* Тепловая экономичность энергосистем. Калинин, 1969.
2. Экспериментальное исследование установки для подпитки системы теплоснабжения/ В.И. Шарапов, А.Н. Дерябин, М.Е. Орлов и др. // Энергосбережение. 2000. № 1. С. 90-91.
3. Пат. 2137982 (RU), МКИ⁶ F 24 D 3/02. Способ работы отопительной котельной/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов// Б.И. 1999. № 26.
4. *Шарапов В.И., Орлов М.Е.* О влиянии схемы включения вакуумного деаэратора на экономичность водогрейной котельной// Промышленная энергетика. 2000. № 7. С. 29-31.
5. Пат. 2148174 (RU), МКИ⁷ F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов// Б.И. 2000. № 12.
6. Пат. 2159336 (RU), МКИ⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Б.И. 2000. № 32.
7. Пат. 2159337 (RU), МКИ⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Б.И. 2000. № 32.
8. Пат. 2159393 (RU), МКИ⁷ F 24 D 9/02. Способ работы системы теплоснабжения/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов// Б.И. 2000. № 32.
9. Пат. 2137984 (RU), МКИ⁶ F 24 D 3/02. Водогрейная котельная/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов// Б.И. 1999. № 26.
10. *Шарапов В.И., Орлов М.Е., Ротов П.В.* Об экономичности пиковых водогрейных котельных// Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: Материалы III Российской научно-технической конференции. Ульяновск: УлГТУ. 2001. С. 232-237.
11. *Орлов М.Е., Шарапов В.И.* Использование избытков пара производственных отборов турбин ТЭЦ// Научно-технический калейдоскоп. 2001. № 4. С. 103-110.
12. *Шарапов В.И., Орлов М.Е., Ротов П.В.* О способах обеспечения пиковой тепловой мощности электростанций// Российский национальный симпозиум по энергетике. Материалы докладов. Казань: КГЭУ. 2001. Т.1. С. 109-112.

УДК 621.311.22

М. Е. Орлов

О применении пиковых сетевых подогревателей на ТЭЦ

Пиковые сетевые подогреватели начали применяться на ТЭЦ низкого и среднего давления для нагрева сетевой воды сверх температуры, получаемой в основных подогревателях, еще до выпуска пиковых водогрейных котлов. С ростом начальных параметров пара ТЭЦ применение пиковых сетевых подогревателей, подключенных к паропроводам котлов через редуционно-охладительные установки, стало неэкономичным ввиду непроизводительного редуцирования и охлаждения острого пара перед пиковыми сетевыми подогревателями. Для уменьшения малоэффективного расхода пара высоких давлений и снижения капиталовложений на ТЭЦ пиковые подогреватели стали заменять водогрейными котлами, которые дешевле энергетических котлоагрегатов.

Однако многолетняя практика эксплуатации показала, что пиковые водогрейные котлы оказались менее надежными и экономичными, чем паровые котлы с пиковыми сетевыми подогревателями. Поэтому на некоторых электростанциях стали возвращаться к использованию пиковых сетевых подогревателей. Например, на Ново-Свердловской ТЭЦ смонтирована пиковая бойлерная установка производительностью 300 Гкал/ч с использованием имеющихся на станции резервов пара [1]. На Серовской ГРЭС также предполагается установка пиковых сетевых подогревателей типа ПСВ-500-14-23, питаемых редуцированным паром [2].

Возврат к старым схемам включения на ТЭЦ пиковых сетевых подогревателей через РОУ представляется неперспективным, поскольку при этом снижается эффективность использования возможностей теплофикации. Гораздо выгоднее использование на ТЭЦ для понижения параметров пара вместо редуционно-охладительных установок противодавленческих паровых турбин [3].

Использование вместо РОУ противодавленческой турбины позволяет не терять, а полезно использовать потенциал парового потока для получения электроэнергии на тепловом потреблении. После турбины пар противодавле-

ния подается на пиковые сетевые подогреватели, где используется для подогрева сетевой воды.

Тепловая схема ТЭЦ с противоаварийной турбиной показана на рис. 1. Согласно данной схеме поступающую от потребителей сетевую воду нагревают паром отопительных отборов в основных сетевых подогревателях теплофикационных турбин, а в пиковых режимах тепловой нагрузки дополнительный нагрев сетевой воды осуществляют в пиковых сетевых подогревателях паром противоаварийной противоаварийных паровых турбин.

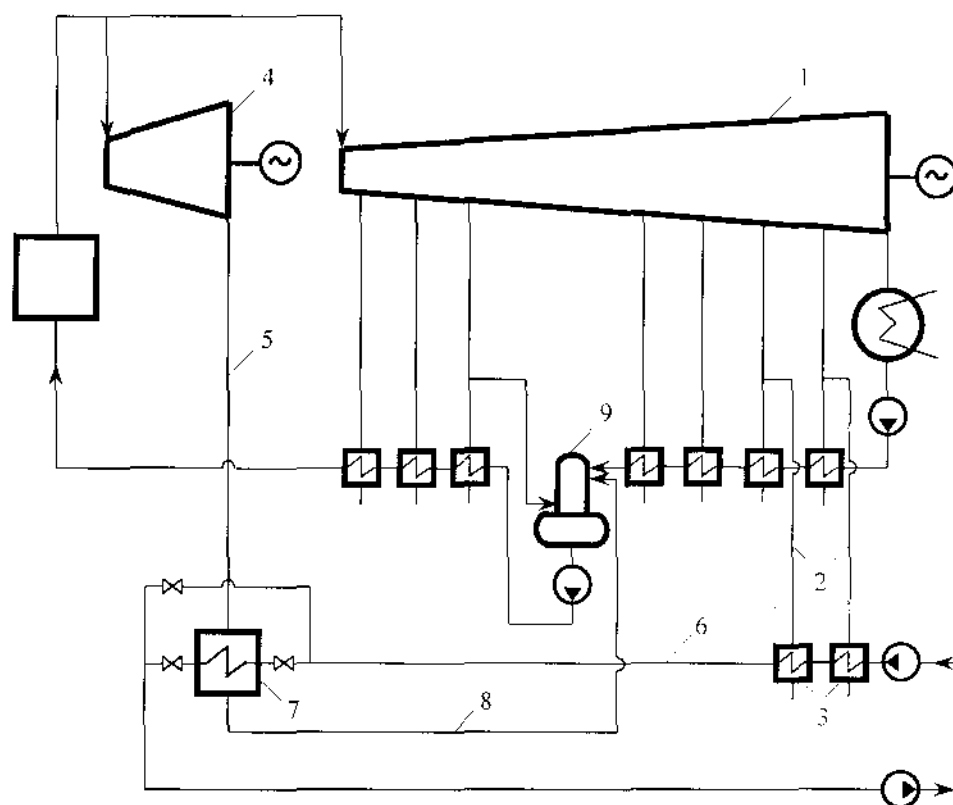


Рис. 1. Схема ТЭЦ с противоаварийной паровой турбиной и пиковым сетевым подогревателем: 1 - теплофикационная турбина с отопительными отборами; 2 - отопительные отборы; 3 - основные сетевые подогреватели; 4 - противоаварийная паровая турбина; 5 - паропроводы противоаварийного; 6 - сетевой трубопровод; 7 - пиковый сетевой подогреватель; 8 - конденсатопровод; 9 - дсаэрагор повышенного давления

Пароводяные подогреватели менее подвержены температурным разверкам по сравнению с водогрейными котлами. Максимальная температурная разверка между некоторыми трубами в водогрейном котле достигает 40-50 °C, чтобы предотвратить пережог труб, необходимо обеспечить достаточно высокое качество противонакипной обработки

подпиточной воды теплосети, которое достигается в установках ионообменного умягчения. Во всем поверхностном пароводяном теплообменнике разверки температур не превышают 5 °С, поэтому противонакипная обработка подпиточной воды может производиться по упрощенной технологии с помощью ультразвуковых установок или дозирования в тракт подпиточной воды хорошо зарекомендовавших себя антинакипинов, таких как ОЭДФ, ИОМС-1 и некоторых других.

Осуществление дополнительного нагрева сетевой воды в пиковых сетевых подогревателях паром противодавления противодавленческих паровых турбин позволяет исключить из схемы ненадежно работающие пиковые водогрейные котлы, а также повысить надежность и экономичность работы тепловой электрической станции за счет снижения повреждаемости пиковых источников тепловой мощности, повышения выработки электроэнергии на тепловом потреблении, снижения затрат на противонакипную обработку подпиточной воды теплосети. Применение паровых турбин с противодавлением для покрытия пиковой тепловой мощности позволяет при капитальных затратах, сопоставимых с затратами на водогрейные котлы, повысить коэффициент теплофикации до 1 и маневренность покрытия электрической и тепловой нагрузки.

Капитальные вложения в противодавленческую турбину Р-100-130/15 с тремя пиковыми сетевыми подогревателями ПСВ-500-14-23 составляют около 87,35 млн. рублей (в ценах 2000 г.). Срок окупаемости этих капиталовложений в установку пиковых сетевых подогревателей с противодавленческой турбиной $T_{ок}$ лет, можно рассчитать по формуле

$$T_{ок} = K_{инт} / П_ч, \quad (1)$$

где $K_{инт}$ – инвестиции, вложенные в проект пикового теплоисточника, руб.; $П_ч$ – чистая прибыль, руб./год.

Чистая прибыль складывается из средств, получаемых за вырабатываемую противодавленческой турбиной электроэнергию, и экономии средств на топливо, получаемой за счет выработки электроэнергии на тепловом потреблении, за вычетом эксплуатационных издержек

$$П_ч = N_{мф} \cdot n \cdot [u_э - u_m (b_э - \Delta b_э)], \quad (2)$$

где $N_{мф}$ – электрическая мощность противодавленческой турбины, кВт; n – число часов работы противодавленческой турбины и пиковых сетевых подогревателей; $u_э$ – стоимость электроэнергии, руб./(кВт·ч); u_m – цена

условного топлива, руб/т; b_2 – удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, т/(кВт·ч); Δb_2 – разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам, т/(кВт·ч).

При одинаковом составе оборудования и цене условного топлива экономия средств и срок окупаемости будут зависеть от количества часов работы противодавленческой турбины и пиковых сетевых подогревателей.

Для рассматриваемого примера с турбиной Р-100-130/15 с тремя подогревателями ПСВ-500-14-23 зависимость срока окупаемости капиталовложений от числа часов работы в год при цене условного топлива 2000 руб./т представлена на рис. 2.

Из графика видно, что наибольший экономический эффект можно получить при сроке окупаемости около года, т.е. при количестве часов работы в год от 1600 и более. При работе противодавленческой турбины и пикового сетевого подогревателя менее 300 часов в год их установка экономически не выгодна, т.к. коэффициент эффективности капиталовложений очень низок и неприемлем для инвесторов. В этом случае выгоднее использовать либо пиковый подогреватель, работающий от РОУ или другого источника пара, либо пиковый водогрейный котел.

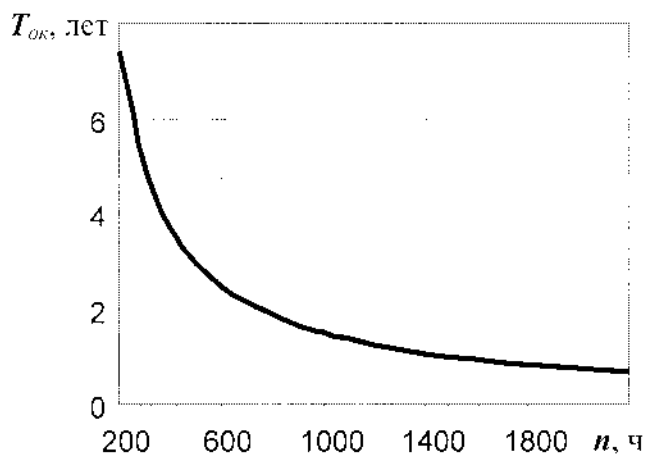


Рис. 2. Зависимость срока окупаемости турбины Р-100-130/15 с пиковыми сетевыми подогревателями ПСВ-500-14-23 от числа часов работы за год

Таким образом, применение пикового сетевого подогревателя с противодавленческой паровой турбиной при количестве часов их работы свыше 1600 является экономически выгодным техническим решением, обеспечивающим быструю окупаемость капиталовложений, повышающим эффективность теплофикации и надежность обеспечения пиковой тепловой мощности.

При наличии на ТЭЦ избытков технологического пара для обеспечения пиковой тепловой нагрузки целесообразно использовать пиковые сетевые подогреватели, подключенные к производственным отборам турбин [4]. Анализ суточной технологической нагрузки Ульяновской ТЭЦ-1 показал, что на данном предприятии имеется возможность использования технологического пара для целей теплофикации, для чего наряду с пиковыми водогрейными котлами необходимо иметь на ТЭЦ специальные пиковые сетевые подогреватели.

Для анализа возможности использования технологического пара в целях обеспечения отопительной нагрузки нами применен графо-аналитический метод, сущность и повизна которого заключаются в наложении графиков коммунально-бытовой и технологической тепловых нагрузок ТЭЦ. На рис. 3 изображены графики коммунально-бытовой (вверху) и технологической (внизу) нагрузок ТЭЦ по продолжительности.

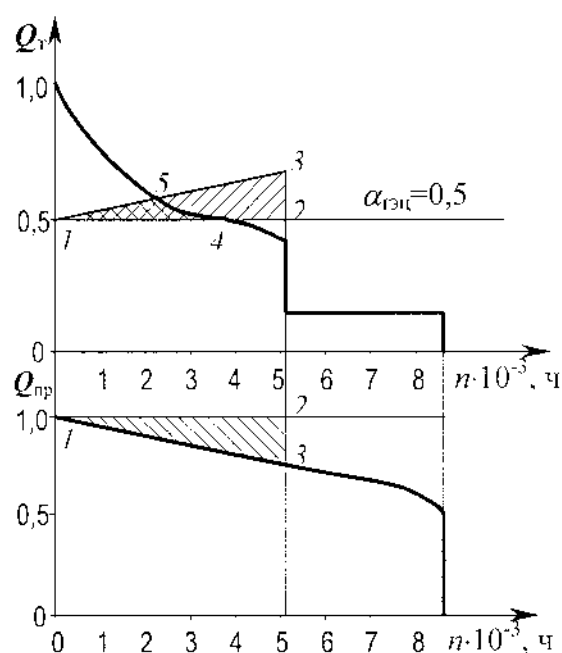


Рис. 3. Графики коммунально-бытовой и технологической нагрузок ТЭЦ по продолжительности

Совместный анализ этих графиков показывает, что за счет суточной и сезонной неравномерности технологической нагрузки определенное количество теплоты, которое в течение отопительного сезона (около 5000 часов) могло быть отпущено потребителю, остается полностью неиспользованным. Количество неиспользованной теплоты на рис. 3 (внизу) выражено площадью 1-2-3, где линия 1-2 соответствует максимальной присоединенной производственной нагрузке, а линия 2-3 соответствует началу отопительного

сезона. При наложении площади 1-2-3 на график коммунально-бытовой нагрузки (вверху) видно, что часть неиспользованного тепла может быть использована для целей теплофикации. На рис. 3 (вверху) доля используемой теплоты технологического пара на теплофикационные нужды при $\alpha_{тэц} = 0,5$ соответствует площади 1-4-5 с двойной штриховкой.

Используя графики технологической и коммунально-бытовой нагрузок по продолжительности, аналогичные рис. 3, но построенные в масштабе для реальных условий работы Ульяновской ТЭЦ-1, определяем графо-аналитическим методом долю тепла из производственных отборов для целей теплофикации при различных значениях коэффициента $\alpha_{тэц}$. В результате расчетов получена зависимость $\gamma = f(\alpha_{тэц})$. Относительная тепловая нагрузка пикового сетевого подогревателя γ представляет собой отношение действительной нагрузки пиковых сетевых подогревателей $Q_{пб}$ к количеству теплоты $Q_{год}$, отпущенному на коммунально-бытовые нужды за весь год $\gamma = Q_{пб}/Q_{год}$. Для Ульяновской ТЭЦ-1 $Q_{год} = 839,1 \cdot 10^4$ ГДж.

Полученная зависимость $\gamma = f(\alpha_{тэц})$ аппроксимирована с коэффициентом достоверности 0,99 полиномом

$$\gamma = -3,939\alpha_{ТЭЦ}^4 + 8,859\alpha_{ТЭЦ}^3 - 7,132\alpha_{ТЭЦ}^2 + 2,317\alpha_{ТЭЦ} - 0,214. \quad (3)$$

По формуле (3) определяем, что на ТЭЦ-1 при коэффициенте теплофикации $\alpha_{тэц} = 0,538$ доля технологического пара в покрытии теплофикационной нагрузки $\gamma = 0,0178$, при этом тепловая нагрузка, передаваемая с пиковых водогрейных котлов на энергетические котлы и пиковый сетевой подогреватель, составит $Q_{пб} = 149360$ ГДж. Передавая нагрузку с пиковых водогрейных котлов на пиковый сетевой подогреватель, мы тем самым увеличиваем комбинированную выработку электроэнергии на тепловом потреблении и уменьшаем выработку конденсационным способом, что и обеспечивает экономию топлива. Величину экономии топлива можно оценить по формуле

$$\Delta B = 10^{-6} \Delta D (i_0 - i_{отб}) K_r \eta_{эм} h \Delta b, \quad (4)$$

где ΔD – расход пара в отборе, кг/с; $i_0, i_{отб}$ – энтальпии свежего пара и пара в отборе, кДж/кг; $K_r = 1,10-1,20$ – коэффициент, учитывающий увеличение мощности за счет регенеративного подогрева конденсата; $\eta_{эм} = 0,98$ – электромеханический КПД турбогенератора; h – число часов использования отбора; Δb – разность удельных расходов условного топлива на выработку электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам, г/кВт·ч.

Для условий Ульяновской ТЭЦ-1 передача 149360 ГДж тепловой нагрузки с пиковых водогрейных котлов на пиковые сетевые подогреватели позволяет сэкономить до 2790 т условного топлива в год за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

При передаче тепловой нагрузки с пиковых водогрейных котлов на пиковые сетевые подогреватели, с одной стороны, уменьшается расход топлива на водогрейные котлы, с другой стороны, для обеспечения этой нагрузки расходуется топливо в энергетических котлах. Определим экономию условного топлива ΔB_k , т, и подсчитаем экономический эффект от изменения структуры покрытия тепловых нагрузок

$$\Delta B_k = \frac{100 Q_{пб}}{Q_{y.m.}^p} \left(\frac{1}{\eta_{пвк}} - \frac{1}{\eta_{пк}} \right), \quad (5)$$

где $Q_{пб}$ – тепловая нагрузка, переданная с пиковых водогрейных котлов на энергетические котлы, ГДж; $Q_{y.m.}^p = 29,31$ МДж/кг располагаемая теплота сгорания условного топлива; $\eta_{пвк} = 84,17$, $\eta_{пк} = 92,60$ % – КПД брутто пиковых водогрейных и паровых энергетических котлов ТЭЦ-1.

Расчеты по формуле (5) показывают, что в результате передачи определенной части тепловой мощности с пиковых водогрейных котлов на энергетические котлы расход условного топлива на ТЭЦ уменьшится на величину $\Delta B_k = 550$ т. Общая экономия условного топлива составит 3340 т в год, при стоимости условного топлива 2000 руб./т экономия денежных средств на ТЭЦ составит 6680 тыс. рублей в год.

С целью более эффективного использования избытков пара производственных отборов турбин разработана усовершенствованная технология работы ТЭЦ с пиковыми сетевыми подогревателями [5, 6] (рис. 4).

Сущность этой технологии заключается в том, что пиковая тепловая нагрузка полностью обеспечивается в пиковых сетевых подогревателях и дополнительном водо-водяном теплообменнике. Конденсатом, образующимся в пиковом сетевом подогревателе, подключенном к производственному отбору пара, нагревают сетевую воду после основных сетевых подогревателей и перед пиковым подогревателем в дополнительном водо-водяном теплообменнике, после чего конденсат направляют в трубопровод основного конденсата между вторым и третьим по ходу основного конденсата турбин подогревателями низкого давления.

Воспользуемся эксергетическим методом анализа термодинамической эффективности [7] для сравнения теплоприготовительных установок

традиционной ТЭЦ с последовательным включением основных сетевых подогревателей и пиковых водогрейных котлов и ТЭЦ, изображенной на рис. 4.

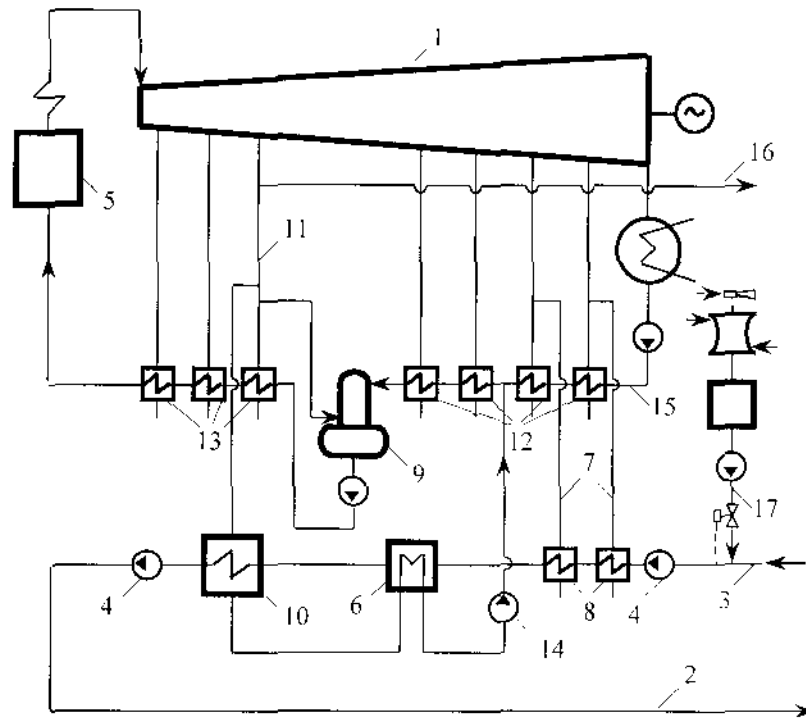


Рис. 4. Схема ТЭЦ с пиковыми сетевыми подогревателями, подключенными к производственному отбору турбины, и дополнительным водо-водяным теплообменником: 1 – теплофикационная турбина; 2, 3 – подающий и обратный трубопроводы теплосети; 4 – сетевой насос; 5 – энергетический котел; 6 – дополнительный водо-водяной подогреватель; 7 – отопительные отборы пара; 8 – сетевые подогреватели; 9 – деаэратор повышенного давления; 10 – пиковый сетевой подогреватель; 11 – производственный отбор пара; 12 – ре-генеративные подогреватели низкого давления; 13 – регенеративные подогреватели высокого давления; 14 – конденсатный насос; 15 – трубопровод основного конденсата; 16 – паропровод технологического пара; 17 – трубопровод подпиточной воды

Затраты эксергии газообразного топлива на подогрев 1 м^3 сетевой воды определяются по приближенной формуле

$$E_1^{ПВК} = 0,95 Q_p^e \Delta b Q^{ПВК}, \quad (7)$$

где Q_p^e – высшая теплота сгорания топлива, кДж/м^3 ; Δb – удельный расход газа, $\text{м}^3/\text{кДж}$; $Q^{ПВК}$ – тепловая мощность пикового водогрейного котла, затраченная на подогрев 1 м^3 сетевой воды, кДж/м^3 .

При сжигании газа Уренгойского месторождения для подогрева 1 м^3 сетевой воды в пиковом водогрейном котле со 110 до 150°C затраты эксергии $E_1^{ПВК} = 183403 \text{ кДж/м}^3$.

Эксергия, отданная греющим паром на подогрев 1 м^3 сетевой воды в основных сетевых подогревателях теплофикационных турбин, рассчитывается по формуле

$$E_1^{ОСП} = D[h_n - h_k - T_o(s_n - s_k)] , \quad (8)$$

где D – количество пара из отборов турбин, используемого для подогрева 1 м^3 сетевой воды, кг/т; h_n, h_k – энтальпии пара и конденсата, кДж/кг; s_n, s_k – энтропии пара и конденсата, кДж/(кг·К); T_o – абсолютная температура окружающей среды, К.

В качестве температуры окружающей среды T_o принимаем температуру исходной воды в зимний период 278 К , при этом условии в основных сетевых подогревателях на подогрев 1 м^3 сетевой воды расходуется эксергия в количестве $E_1^{ОСП} = 50646,5 \text{ кДж/м}^3$.

Затраты эксергии на транспорт 1 м^3 теплоносителя оцениваются по формуле

$$E_1^Э = p_{сн} V_{св} / \eta_{сн} , \quad (9)$$

где $p_{сн}$ – напор сетевого насоса, кПа; $V_{св}$ – объем сетевой воды, проходящей через насос, м^3 ; $\eta_{сн}$ – КПД сетевого насоса.

При транспорте 1 м^3 сетевой воды насосом с напором 2400 кПа затраты эксергии $E_1^Э = 3428,6 \text{ кДж/м}^3$.

Для общего случая эксергия потока воды рассчитывается по формуле

$$E^B = G[h_e - h_o - T_o(s_e - s_o)] , \quad (10)$$

где G – масса воды, кг/м³; h_e, h_o – энтальпии воды и окружающей среды, Дж/кг; s_e, s_o – энтропии воды и окружающей среды, кДж/(кг·К).

Значения эксергий потоков сетевой воды на входе и на выходе из теплоприготовительной установки ТЭЦ при подогреве 1 м^3 воды с 70 до 150°C составляют $E_{вх1}^{CB} = 27595,7$ и $E_{вых1}^{CB} = 118535,6 \text{ кДж/м}^3$.

Для общего случая эксергия потока пара рассчитывается по формуле

$$E^П = D[h_n - h_o - T_o(s_n - s_o)] , \quad (11)$$

где D – масса пара, кг/м³; h_n, h_o – энтальпии пара и окружающей среды, кДж/кг; s_n, s_o – энтропии пара и окружающей среды, кДж/(кг·К).

Общие затраты эксергии, рассчитанные по формуле (6), составят $E_1 = 144867 \text{ кДж/м}^3$.

Эксергетическая диаграмма для ТЭЦ с последовательным включением основных сетевых подогревателей и пиковых водогрейных котлов показана на рис. 5 а.

Удельные затраты эксергии E_2 , кДж/м^3 , на ТЭЦ (рис. 4) на подготовку 1 м^3 сетевой воды, отпускаемой потребителям, определяются в виде суммы

$$E_2 = E_2^{\text{ПСП}} + E_2^{\text{ДП}} + E_2^{\text{ОСП}} + E_2^{\text{Д}} + E_{\text{ex2}}^{\text{CB}} - E_{\text{вых2}}^{\text{CB}}, \quad (12)$$

где $E_2^{\text{ПСП}}$ – затраты эксергии в виде теплоты на подогрев сетевой воды в пиковых сетевых подогревателях теплофикационных турбин, кДж/м^3 ; $E_2^{\text{ДП}}$ – затраты эксергии в виде теплоты на подогрев сетевой воды в дополнительном водо-водяном теплообменнике, кДж/м^3 .

При одинаковых температурах прямой и обратной сетевой воды величины $E_{\text{ex2}}^{\text{CB}} = E_{\text{ex1}}^{\text{CB}}$, $E_{\text{вых2}}^{\text{CB}} = E_{\text{вых1}}^{\text{CB}}$. Затраты эксергии в виде теплоты $E_2^{\text{ПСП}}$ и $E_2^{\text{ОСП}}$, кДж/м^3 , для подогрева 1 м^3 сетевой воды в пиковых и основных сетевых подогревателях теплофикационных турбин рассчитываются по формуле (8) при подстановке в него значений количества и параметров пара соответствующих отборов турбин ТЭЦ на рис. 4. Для рассматриваемого примера $E_2^{\text{ПСП}} = 75826,3$ и $E_2^{\text{ОСП}} = 45577,0 \text{ кДж/м}^3$.

Суммарное гидравлическое сопротивление пикового сетевого подогревателя и дополнительного теплообменника меньше, чем гидравлическое сопротивление пикового водогрейного котла, поэтому необходимый напор сетевого насоса будет меньше. При величине напора 1230 кПа затраты эксергии на транспорт 1 м^3 теплоносителя, рассчитанные по формуле (9), составляют $E_2^{\text{Д}} = 1757,1 \text{ кДж/м}^3$.

Затраты эксергии в виде теплоты на подогрев сетевой воды в дополнительном водо-водяном теплообменнике определяются по формуле

$$E_2^{\text{ДП}} = G[h' - h'' - T_o(s' - s'')] , \quad (13)$$

где G – количество конденсата, используемого для подогрева 1 м^3 сетевой воды в дополнительном водо-водяном теплообменнике, кг/т ; h' , h'' – энтальпии конденсата на входе и на выходе из подогревателя, кДж/кг ; s' , s'' – энтропии конденсата на входе и на выходе из подогревателя, кДж/(кг·К) .

В дополнительном водо-водяном теплообменнике затраты эксергии $E_2^{III} = 5375,9 \text{ кДж/м}^3$. Общие затраты эксергии, рассчитанные по формуле (12) для ТЭЦ, изображенной на рис. 4, составят $E_2 = 16925 \text{ кДж/м}^3$.

Эксергетическая диаграмма для ТЭЦ с пиковыми сетевыми подогревателями и дополнительным водо-водяным теплообменником показана на рис. 5 б).

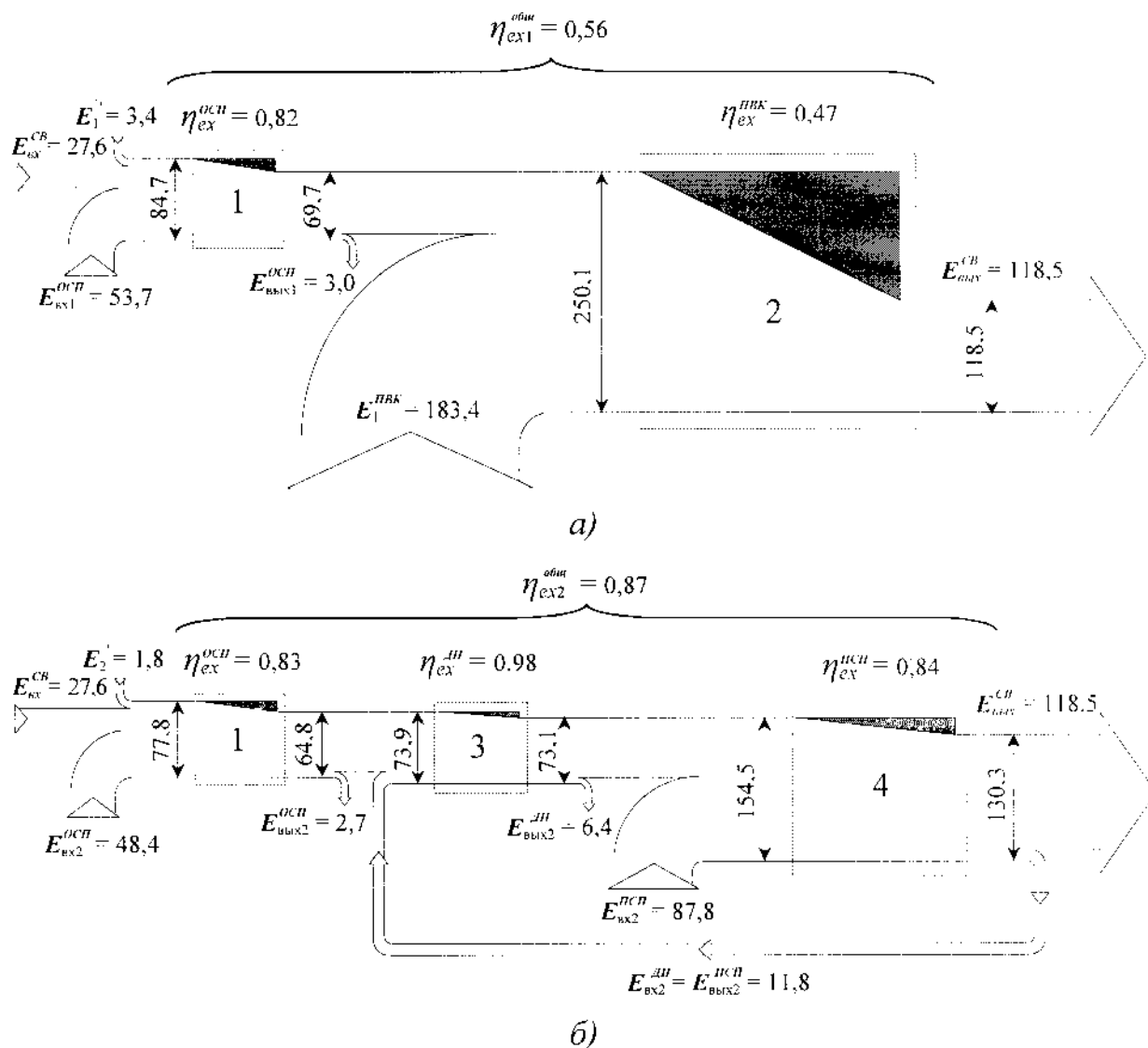


Рис. 5. Эксергетические диаграммы теплоприготовительных установок сетевой воды на ТЭЦ с последовательным включением основных сетевых подогревателей и пиковых водогрейных котлов (а) и на ТЭЦ с пиковыми сетевыми подогревателями и дополнительным водо-водяным теплообменником (б): 1 – основные сетевые подогреватели; 2 – пиковый водогрейный котел; 3 – дополнительный водо-водяной подогреватель; 4 – пиковый сетевой подогреватель (значения потоков эксергии на диаграмме указаны в МДж/м³)

Разность между удельными затратами эксергии в теплоприготовительных установках рассматриваемых ТЭЦ составляет $E_1 - E_2 = 104061$ кДж/м³.

При оценке эффективности различных процессов и установок с помощью эксергетического метода термодинамического анализа основным показателем степени термодинамического совершенства является эксергетический коэффициент полезного действия η_{ex} .

$$\eta_{ex} = \frac{\sum E''}{\sum E'} = 1 - \frac{\sum E_{nom}}{\sum E'}, \quad (14)$$

где $\sum E'$ – сумма всех потоков эксергии, поступающих в систему, кДж/м³; $\sum E''$ – сумма всех потоков эксергии, выходящих из системы, кДж/м³; $\sum E_{nom}$ – сумма потерь эксергии в системе, кДж/м³.

Рассчитанные по формуле (14) величины общих эксергетических КПД для теплоприготовительных установок составляют: для ТЭЦ с традиционным последовательным включением основных сетевых подогревателей и пиковых водогрейных котлов (рис. 5 а) $\eta_{ex1}^{общ} = 0,56$; для ТЭЦ с пиковыми сетевыми подогревателями и дополнительным водо-водяным теплообменником (рис. 5 б) $\eta_{ex2}^{общ} = 0,87$, т.е. на 31 % больше, чем для ТЭЦ с традиционной технологией обеспечения пиковой тепловой мощности.

Такая существенная разница между удельными затратами эксергии и эксергетическими КПД связана, главным образом, с большими потерями эксергии топлива в пиковом водогрейном котле (рис. 5 а) из-за большой разности температур между греющим и нагреваемым теплоносителями. Во второй схеме большая часть эксергии топлива расходуется на получение пара в энергетических котлах и выработку электроэнергии в турбине, на подогрев сетевой воды затрачивается лишь эксергия потока отработавшего пара, поэтому разность температур в пиковом подогревателе значительно меньше, причем эксергия потока конденсата из пикового сетевого подогревателя полезно используется в дополнительном водо-водяном теплообменнике (рис. 4 б).

Таким образом, использование вместо водогрейного котла пикового сетевого подогревателя позволяет повысить экономичность и надежность ТЭЦ за счет полного покрытия пиковой тепловой мощности от сетевых подогревателей, исключения повреждений источников пиковой тепловой мощности, использования для подготовки подпиточной воды недорогих технологий водоподготовки и увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении при увеличении использования пара производствен-

ного отбора, являющегося греющей средой в пиковом сетевом подогревателе. Эксергетический КПД теплоприготовительной установки сетевой воды по предлагаемой технологии на 31 % больше, чем для традиционной технологии подогрева сетевой воды, что говорит о значительном снижении эксергетических затрат на подогрев сетевой воды и высокой степени термодинамического совершенства установки. Подогрев конденсатом пикового подогревателя сетевой воды и последующий отвод конденсата в предусмотренном технологией порядке также повышают выработку электроэнергии на тепловом потреблении и экономичность ТЭЦ.

Выводы

1. Использование на ТЭЦ пиковых сетевых подогревателей, подключенных к паропроводам противодействия противодавленческим паровых турбин (вместо РОУ), позволяет исключить непроизводительное редуцирование острого пара, повысить надежность пикового теплоисточника, увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении, повысить коэффициент теплофикации до 1 и маневренность покрытия электрической и тепловой нагрузки.
2. Получена зависимость срока окупаемости противодавленческой турбины Р-100-130/15 с пиковыми сетевыми подогревателями от числа часов работы в году. При работе пиковой установки свыше 1600 часов срок ее окупаемости составляет меньше года.
3. С помощью графоаналитического метода анализа графиков коммунально-бытовой и производственной нагрузок промышленно-отопительных ТЭЦ доказана целесообразность использования избытков технологического пара в пиковых сетевых подогревателях для обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения.
4. Для условий Ульяновской ТЭЦ-1 применение пиковых сетевых подогревателей, использующих избытки пара производственных отборов турбин, для обеспечения 149360 ГДж пиковой тепловой нагрузки позволяет сэкономить около 3340 т условного топлива в год за счет увеличения выработки электроэнергии на тепловом потреблении и перераспределения тепловых нагрузок.
5. Разработана технология работы ТЭЦ, повышающая эффективность использования избытков пара производственных отборов турбин за счет дополнительного подогрева потока сетевой воды конденсатом пиковых сетевых подогревателей.

6. С помощью эксергетического метода анализа термодинамической эффективности процессов произведено сравнение теплоприготовительных установок ТЭЦ с последовательным включением основных сетевых подогревателей и пикового водогрейного котла и ТЭЦ с пиковым сетевым подогревателем и дополнительным водо-водяным теплообменником, питаемым конденсатом пикового подогревателя. Установлено, что затраты эксергии в первом случае значительно больше, а эксергетический КПД установки на 31 % меньше, чем во втором. Следовательно, предложенная схема ТЭЦ с пиковым подогревателем и дополнительным теплообменником более экономична, чем традиционная.

Список литературы

1. *Дыскин В.А.* Теплофикация в Свердловской энергосистеме// Электрические станции. 1999. № 10. С. 27-29.
2. *Филатов А.Г.* Комплекс дальнего теплоснабжения г. Серова от ГРЭС// Электрические станции. 1999. № 10. С. 30-31.
3. *Орлов М.Е., Шарапов В.И.* Способы повышения эффективности обеспечения пиковых тепловых нагрузок на тепловых электростанциях// Энергосбережение в городском хозяйстве: Материалы Второй Российской научно-технической конференции. Ульяновск: УлГТУ, 2000. С. 78-80.
4. *Орлов М.Е., Шарапов В.И.* Использование избытков пара производственных отборов турбин ТЭЦ// Научно-технический калейдоскоп. 2001. № 4. С. 103-110.
5. Патент 2164606 (RU). МКИ⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов/ Бюллетень изобретений. 2001. № 9.
6. Патент 2166645 (RU). МКИ⁷ F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов// Бюллетень изобретений. 2001. № 13.
7. *Эксергетические расчеты технических систем: Справочное пособие/ В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др. Под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. Киев: Наукова думка. 1991. 360 с.*

УДК 697.34

П. В. Ротов

Технологии центрального регулирования нагрузки открытых систем теплоснабжения на ТЭЦ

В последние годы все большую актуальность приобретают вопросы повышения качества, надежности и экономичности теплоснабжения, что обусловлено изменившимися экономическими условиями и появившимися новыми техническими возможностями.

Для решения этих задач необходимы тщательный пересмотр и корректировка концепции отечественного теплоснабжения и, в частности, положений, касающихся регулирования тепловой нагрузки систем теплоснабжения, сформулированных в 50-е годы минувшего века.

При разработке новой концепции отечественного теплоснабжения необходимо в полной мере использовать положительный опыт зарубежных стран по выходу из энергетического кризиса семидесятых годов. Существенные результаты по энергосбережению в системах теплоснабжения зарубежных стран были достигнуты за счет централизации теплоснабжения, применения комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ, технической модернизации всех составляющих системы теплоснабжения, 100 %-ной автоматизации абонентских установок [1, 2].

Одним из путей преодоления сложившейся ситуации в отечественной теплоэнергетике является низкотемпературное теплоснабжение при количественном и качественно-количественном регулировании тепловой нагрузки на тепловых источниках. Особую значимость приобретает разработка новых технологий и методик расчета способов регулирования тепловой нагрузки систем теплоснабжения. Чрезвычайно важной является разработка методик расчета количественного и качественно-количественного регулирования, позволяющих учесть влияние нагрузки горячего водоснабжения на работу систем отопления, что необходимо для открытых систем теплоснабжения, получивших широкое распространение в отечественной теплоэнергетике.

Анализ современных способов регулирования тепловой нагрузки систем теплоснабжения показал, что наиболее широкое применение в отечественной теплоэнергетике получило качественное регулирование тепловой на-

грузки путем изменения температуры сетевой воды в подающей магистрали теплосети при постоянном ее расходе. В прошлые годы внедрению качественного способа регулирования способствовали низкие цены на топливно-энергетические ресурсы, отсутствие острой необходимости энергосбережения в энергетической отрасли, несовершенство или отсутствие приборов автоматического регулирования расхода и температуры у абонентов.

Количественное и качественно-количественное регулирование тепловой нагрузки в отечественном теплоснабжении не получило широкого распространения из-за несовершенства или отсутствия приборов автоматического регулирования. В настоящее время в связи с радикально изменившимися экономическими условиями и появившимися новыми техническими возможностями внедрение в системах теплоснабжения этих способов регулирования позволяет добиться существенного энергосберегающего эффекта, повысить качество теплоснабжения.

В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) проведено обследование работы открытой системы теплоснабжения г. Ульяновска в течение отопительных периодов 1997-1999 гг. [3, 4, 5]. В ходе обследования городской системы теплоснабжения сравнивались фактические температуры сетевой воды с температурами, которые должны быть по температурному графику $150/70^{\circ}\text{C}$ для климатических условий г. Ульяновска.

Результаты обследования свидетельствуют о некачественной работе системы теплоснабжения: все исследованные отопительные периоды ТЭЦ работает с недогревом сетевой воды (недотопом), величина которого увеличивается с понижением температуры наружного воздуха и достигает $60-70^{\circ}\text{C}$ при расчетной температуре наружного воздуха (рис. 1).

Проведенный параллельно с обследованием системы теплоснабжения анализ механизмов компенсации потребителями недотопа на ТЭЦ показал, что компенсация недотопа осуществляется, прежде всего, при помощи природного газа и электроэнергии. Потребление коммунально-бытовыми потребителями природного газа и электроэнергии в течение исследуемых отопительных периодов характеризуется большой неравномерностью. Четко прослеживается зависимость потребления этих энергоносителей от температуры наружного воздуха (рис. 2, 3) [3, 4, 5].

Расчеты показывают, что перерасход природного газа за 1997-1998 гг.

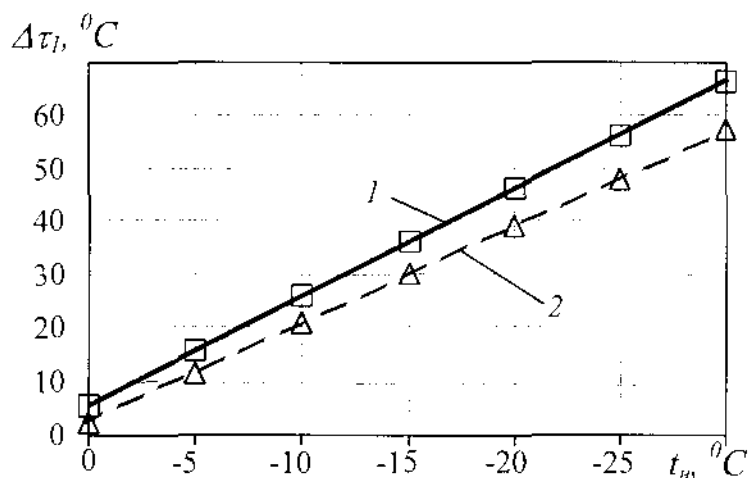


Рис. 1. Зависимость величины недотопа от температуры наружного воздуха: 1 – отопительный сезон 1998-1999 гг.; 2 – отопительный сезон 1997-1998 гг.

составил 49 % от расчетного расхода природного газа, а за сезон 1998-1999 гг. – 29 %. Из графика на рис. 1 видно, что потребление природного газа за сезон 1998-1999 гг. (линия 1) превышает расход природного газа за сезон 1997-1998 гг. (линия 2). Отклонение температуры сетевой воды от расчетной в подающей магистрали теплосети в сезон 1998-1999 гг. также больше, чем в предыдущий сезон (линия 1 на рис. 1).

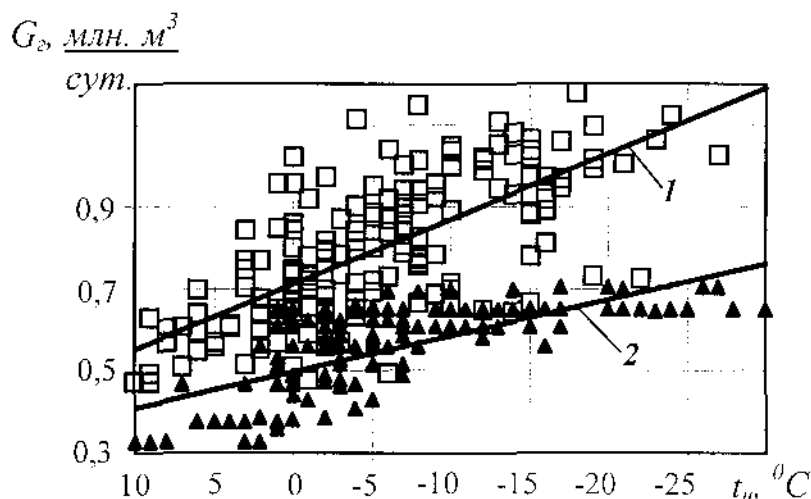


Рис. 2. Зависимость потребления потребителями г. Ульяновска природного газа от температуры наружного воздуха: 1 – отопительный сезон 1998-1999 гг.; 2 – отопительный сезон 1997-1998 гг.

Из проведенного анализа можно сделать вывод, что потребление природного газа и электроэнергии зависит от величины недотопа, т.е. с увеличением недоотпуска теплоты от теплоисточника увеличивается потребление этих энергоносителей коммунально-бытовыми потребителями. Возникновение исследованных механизмов компенсации недотопа стало возможным благодаря легкому доступу потребителей к энергоносителям,

простотой компенсации, отсутствию контроля потребления природного газа и больших материальных затрат для потребителей.

$W \cdot 10^{-4}$,
кВт·ч

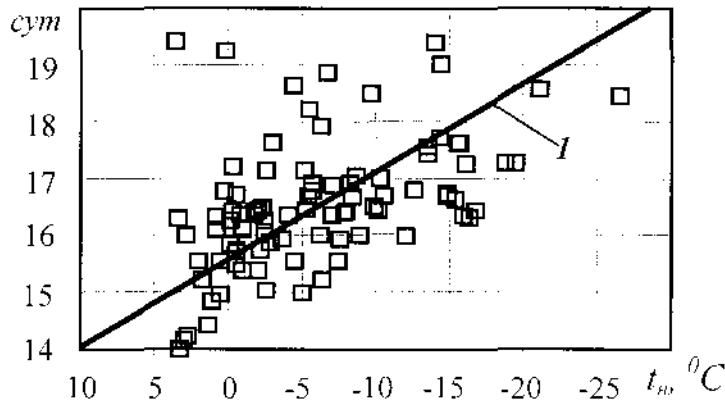


Рис. 3. Зависимость потребления электроэнергии жилым районом от температуры наружного воздуха за январь-апрель 1999 г.

На отечественных теплоисточниках широкое распространение получило качественное регулирование тепловой нагрузки, предусматривающее последовательное включение пиковых водогрейных котлов и основных сетевых подогревателей. При последовательном включении теплофикационного оборудования значительно снижается надежность и экономичность работы пиковых котлов, что приводит к понижению эффективности всей системы теплоснабжения в целом [6]. Таким образом, надежность и экономичность работы систем теплоснабжения при качественном регулировании тепловой нагрузки непосредственно связаны с эффективностью работы пиковых источников тепловой мощности – пиковых водогрейных котлов.

Одним из путей повышения тепловой экономичности водогрейных котлов является утилизация теплоты уходящих газов при подогреве различных потоков подпиточной воды теплосети. В НИЛ ТЭСУ разработан ряд технических решений, сущность которых заключается в нагреве потоков греющего агента, подпиточной и исходной воды уходящими газами в поверхностных теплообменниках, расположенных в газоходах водогрейного котла. Нагрев теплоносителей может осуществляться в двух ступенях поверхностных теплообменников.

Другим направлением повышения эффективности работы пиковых водогрейных котлов является включение водогрейных котлов в замкнутый контур двухконтурных схем. В таких схемах режим работы водогрейного котла определяет режим работы системы теплоснабжения. Разработанные в НИЛ ТЭСУ технические решения [7, 8, 9, 10] направлены на повышение надежности работы замкнутого контура, что обеспечивается подпиткой

замкнутого контура добавочной питательной водой или водой, которую отбирают после деаэратора питательной воды. Разработана методика расчета температурного графика замкнутого контура водогрейных котлов, параметры которого необходимо учитывать при обосновании целесообразности применения двухконтурных схем. Согласно разработанной методике температуры воды в подающем и обратном трубопроводах замкнутого контура рассчитываются по уравнениям:

$$\tau_1^{зам} = (\tau_1 - \tau_2 - \delta\tau_0' \alpha_{тец}) (0,35 + 0,65 \frac{W_6}{W_m} + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_6}{W_m}}) + \tau_2 + \delta\tau_0' \alpha_{тец}, \quad (1)$$

$$\tau_2^{зам} = (\tau_1 - \tau_2 - \delta\tau_0' \alpha_{тец}) (0,35 + \frac{1}{\Phi} \sqrt{\frac{W_6}{W_m}} - 0,35 \frac{W_6}{W_m}) + \tau_2 + \delta\tau_0' \alpha_{тец}, \quad (2)$$

где $\tau_1^{зам}$, $\tau_2^{зам}$ – соответственно температуры воды в подающем и обратном трубопроводах замкнутого контура, °С; τ_1 , τ_2 – соответственно температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях теплосети, °С; $\tau_{сн} = \tau_2 + \delta\tau_0' \alpha_{тец}$ – температура сетевой воды после сетевых подогревателей, °С; $\delta\tau_0'$ – расчетный перепад температур сетевой воды, °С; $\alpha_{тец}$ – коэффициент теплофикации; $\Phi = kF / (\sqrt{W_m W_6})$ – параметр подогревателя; k – коэффициент теплопередачи подогревателя, Вт/(м² °С); F – площадь поверхности нагрева подогревателя, м²; W_6 , W_m – большее и меньшее значения водяных эквивалентов теплоносителей, Дж/(с·К).

Результаты расчета по уравнениям (1) и (2) представлены на рис. 4.

Эффективным способом повышения надежности и экономичности пиковых источников теплоты при центральном качественном регулировании нагрузки является замена пиковых водогрейных котлов пароводяными подогревателями, что позволяет исключить из схемы ТЭЦ ненадежно работающие водогрейные котлы, увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении, снизить затраты на подготовку подпиточной воды. Пиковый пароводяной подогреватель целесообразно подключать по греющей среде к отбору противодавления противодавленческих турбин или к производственному отбору теплофикационной турбины с последующим отводом конденсата в охладитель для подогрева сетевой воды [11, 12]. Проведенный анализ [6, 13] показал, что в будущем в отечественных системах теплоснабжения все большее распространение получают способы количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки. Достоинствами количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки являются: увеличение выработки электроэнергии на

тепловом потреблении за счет понижения температуры обратной сетевой воды; возможность применения недорогих методов обработки подпиточной

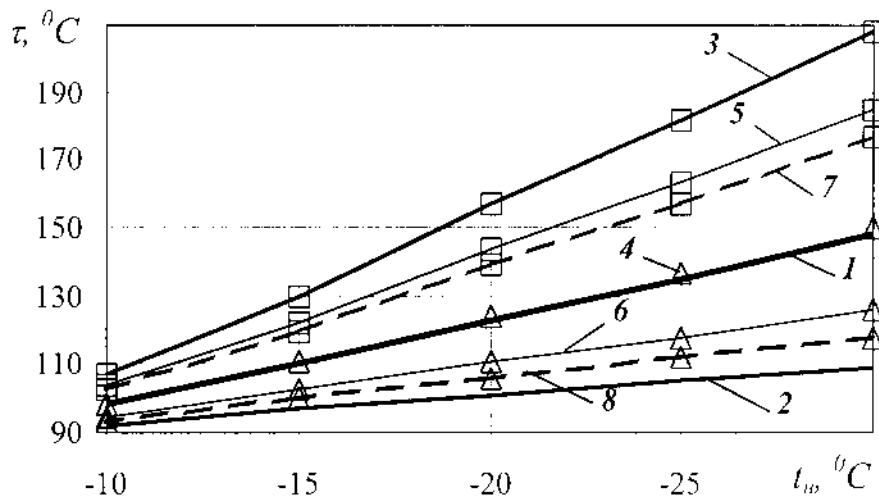


Рис. 4. Температуры воды в замкнутом контуре водогрейных котлов при $W_0/W_M = 1.5$: 1 — температура сетевой воды в подающей магистрали теплосети; 2 — температуры воды после сетевых подогревателей; 3, 4 — $\tau_1^{зам}$ и $\tau_2^{зам}$ при $\Phi=1$; 5, 6 — $\tau_1^{зам}$ и $\tau_2^{зам}$ при $\Phi=2$; 7, 8 — $\tau_1^{зам}$ и $\tau_2^{зам}$ при $\Phi=3$

воды; значительная экономия электроэнергии на транспорт теплоносителя за счет ограничения времени работы теплосети с максимальным расходом сетевой воды; снижение количества коррозионных повреждений трубопроводов за счет поддержания температуры сетевой воды в подающей магистрали теплосети постоянной; меньшая инерционность регулирования тепловой нагрузки; наилучшие показатели по режиму систем отопления.

В НИЛ ТЭСУ разработан ряд технологий количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки [14, 15]. Новизна предложенных технологий заключается в параллельном включении пиковых водогрейных котлов и сетевых подогревателей, что позволяет снизить затраты на водоподготовку, увеличить выработку электроэнергии на тепловом потреблении (рис. 5).

При количественном регулировании температуру сетевой воды в подающей магистрали τ_1 поддерживают постоянной. Устанавливают ее исходя из средней температуры насыщения пара верхних отопительных отборов теплофикационных турбин t^{60} с учетом средней величины недогрева воды в верхних сетевых подогревателях $\delta t^{всп}$: $\tau_1 = t^{60} - \delta t^{всп}$. Расход сетевой воды в базовой части

графика регулирования тепловой нагрузки $Q=f(t_H)$ регулируют изменением количества включенных сетевых подогревателей, а в пиковой части графика, при включенных сетевых подогревателях всех турбин, расход сетевой воды регулируют изменением количества водогрейных котлов, включенных параллельно сетевым подогревателям [14].

При качественно-количественном регулировании в базовой части графика $Q=f(t_H)$ осуществляют центральное качественное регулирование

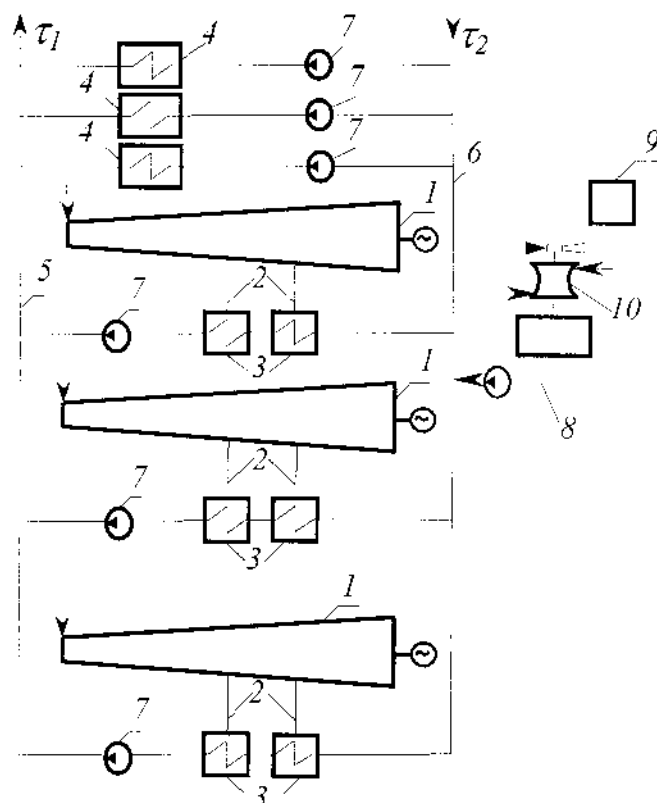


Рис. 5. Схема ТЭЦ с количественным регулированием тепловой нагрузки: 1 – теплофикационная турбина; 2 – отопительные отборы пара; 3 – сетевые подогреватели; 4 – водогрейный котел; 5, 6 – подающий и обратный трубопроводы теплосети; 7 – сетевой насос; 8 – трубопровод подпиточной воды; 9 – узел умягчения и снижения щелочности подпиточной воды; 10 – вакуумный деаэратор

тепловой нагрузки путем изменения температуры сетевой воды, циркулирующей только через сетевые подогреватели, а после полной загрузки сетевых подогревателей, в пиковой части графика $Q=f(t_H)$, осуществляют количественно-качественное регулирование тепловой нагрузки, для чего увеличивают расход сетевой воды за счет подачи ее в водогрейные котлы, включенные параллельно сетевым подогревателям [15].

Регулирование температуры общего потока сетевой воды, подаваемой потребителям, в обоих случаях производят по пониженному температурному графику теплосети $110/70\text{ }^{\circ}\text{C}$ (вместо традиционно применяемого в известных способах графика $150/70\text{ }^{\circ}\text{C}$) в первую очередь за счет изменения тепловой нагрузки сетевых подогревателей и во вторую очередь – за счет изменения нагрузки водогрейных котлов. Выбор температурного графика обусловлен тем, что при давлении пара в верхних отопительных отборах

0,15-0,2 МПа с температурой насыщения 115-120 °С и величине недогрева воды в верхних сетевых подогревателях 5 °С, температура сетевой воды в подающей магистрали тепловой сети будет равна $t_1 = 110-115$ °С. Утечки воды из теплосети компенсируются подпиточной водой, которая благодаря пониженному температурному графику работы теплосети подвергается противонакипной обработке по упрощенной технологии путем дозирования в воду фосфонатов, например, ингибитора отложений минеральных солей ИОМС-1 или его аналогов (вместо необходимого в известных способах ионообменного умягчения).

Разработаны методики расчета количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки [13, 16, 17]. В основу методик расчета положено уравнение гидравлики, связывающее потери напора в теплосети с расходами воды на отопление и горячее водоснабжение. Существенной особенностью предложенных методик является учет влияния нагрузки горячего водоснабжения на работу систем отопления.

В результате расчетного исследования построены зависимости относительного располагаемого напора на коллекторах станции и относительного эквивалента расхода воды на отопление от температуры наружного воздуха при количественном регулировании, которые описываются следующими уравнениями:

$$\alpha = \bar{S}_n \left(\frac{\bar{Q}_{op} \delta \tau_0}{t_1 - t_2} + \beta \bar{W}_r \frac{\delta \tau_0}{t_1 - t_2} \right)^2 + \bar{S}_n \left(\frac{\bar{Q}_{op} \delta \tau_0}{t_1 - t_2} \right)^2 + \bar{S}_o \left(\frac{\bar{Q}_{op} \delta \tau_0}{t_1 - t_2} - (1 - \beta) \bar{W}_r \frac{\delta \tau_0}{t_1 - t_2} \right)^2, \quad (3)$$

$$\bar{W} = -\bar{W}_r \frac{\delta \tau_0}{t_1 - t_2} (\beta \bar{S}_n - [1 - \beta] \bar{S}_o) + \sqrt{\left(\bar{W}_r \frac{\delta \tau_0}{t_1 - t_2} \right)^2 \{ [\beta \bar{S}_n - (1 - \beta) \bar{S}_o] - [\beta^2 \bar{S}_n + (1 - \beta)^2 \bar{S}_o] \} + \alpha}, \quad (4)$$

где $\bar{W}$ – отношение эквивалента расхода сетевой воды на отопление при любом режиме к эквиваленту расхода при отсутствии отбора воды на горячее водоснабжение; $\bar{W}_r$ – отношение эквивалента расхода воды на горячее водоснабжение к эквиваленту расхода воды на отопление при отсутствии отбора воды на горячее водоснабжение; α – отношение располагаемого напора на теплоисточнике при режиме работы системы теплоснабжения с нагрузками на отопление и горячее водоснабжение к располагаемому напору при режиме только с отопительной нагрузкой; $\bar{S}_n$, $\bar{S}_n$, $\bar{S}_o$ – относительные сопротивления подающей линии, элеваторного узла, обратной линии; t_1 , t_2 – температуры холодной и горячей воды; β – доля отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии теплосети; $\bar{Q}_{op}$ – отношение тепловой нагрузки абонента

при отборе воды на ГВС к расчетной тепловой нагрузке при отсутствии водоразбора.

Построенные зависимости можно использовать в качестве графиков регулирования при осуществлении количественного (рис. 6) и качественно-количественного регулирования нагрузки в открытых системах теплоснабжения.

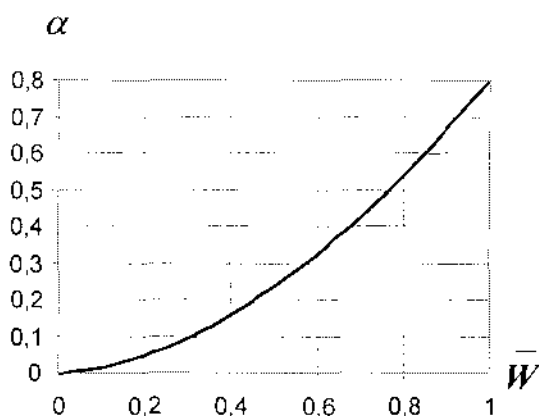


Рис. 6. Зависимость относительного располагаемого напора на станции α от относительного эквивалента расхода воды на отопление W при количественном регулировании тепловой нагрузки

При количественном и качественно-количественном регулировании организацию переменного расхода воды в теплосети необходимо сопровождать автоматизацией и гидравлической защитой местных отопительных систем. Разработанные нами способы автоматизации и защиты с установкой регулятора расхода на обратной линии отопительной системы наиболее точно отвечают принципам количественного и качественно-количественного регулирования, позволяют создать у всех абонентов пропорциональную разрегулировку, устранить влияние отбора воды на горячее водоснабжение на работу системы отопления, осуществить гидравлическую защиту местной системы отопления.

Дополнительная установка регулятора давления на подающей линии местной системы отопления позволяет осуществить гидравлическую защиту местной системы отопления от превышения давления в подающей магистрали теплосети.

Технико-экономическое исследование основных технических параметров систем теплоснабжения позволяет оценить целесообразность перевода систем теплоснабжения на новые технологии регулирования тепловой нагрузки.

Значительная экономия топливно-энергетических ресурсов при количественном и качественно-количественном регулировании достигается за счет увеличения электрической мощности, развиваемой турбинами ТЭЦ на тепловом потреблении, а также за счет снижения расхода электроэнергии на

транспорт теплоносителя. Увеличение электрической мощности турбины в пиковой части графика тепловых нагрузок при количественном и качественно-количественном регулировании обусловлено пониженными по сравнению с качественным регулированием температурами обратной сетевой воды. Среднее значение увеличения электрической мощности за исследованный период работы турбоустановки достигает 11 %. Относительная экономия условного топлива при этом достигает 1,4 т/кВт.

Большую часть отопительного периода при количественном и качественно-количественном регулировании тепловые сети работают с пониженными расходами сетевой воды, что приводит к экономии электроэнергии в 4-10 раз, и, соответственно, к пропорциональному снижению расхода топлива.

Пониженный температурный график теплосети позволяет производить подготовку подпиточной воды по упрощенной технологии, например, путем дозирования в сетевую воду ингибитора отложения минеральных солей (ИОМС). При этом капитальные затраты в водоподготовительное оборудование для подпитки теплосети снижаются примерно в 5 раз, а эксплуатационные издержки – в 15 раз.

Высокоэкономичным мероприятием является применение преобразователей частоты в системах теплоснабжения. Установка частотных регулируемых приводов приводит к значительной экономии электроэнергии (20-60 %), потребляемой насосным оборудованием. Срок окупаемости такого оборудования достигает 1,1-6,1 года.

Технико-экономические расчеты показывают, что приведенные затраты в системы теплоснабжения при реализации количественного регулирования тепловой нагрузки на 40-50 % меньше затрат при качественном регулировании тепловой нагрузки.

Выводы

1. Проведено комплексное обследование открытой системы теплоснабжения г. Ульяновска, результаты которого позволяют сделать выводы о степени нарушения графика тепловых нагрузок системы теплоснабжения. Показано, что недоотпуск тепла потребителям характерен для систем теплоснабжения большинства городов России. Впервые проведен анализ механизмов компенсации недогрева сетевой воды (недотопа), который позволил установить, что с понижением температуры наружного воздуха существенно возрастает нагрузка предприятий электро- и газоснабжения.

С помощью полученных аналитических зависимостей потребления природного газа и электроэнергии коммунально-бытовыми потребителями от температуры наружного воздуха и величины недотопа проведена оценка доли тепловой нагрузки системы теплоснабжения, покрываемой предприятиями электро-и газоснабжения.

2. Предложены усовершенствованные технологии реализации качественного регулирования тепловой нагрузки, позволяющие существенно повысить эффективность работы систем теплоснабжения за счет повышения надежности и экономичности работы пиковых источников тепловой мощности на ТЭЦ. Разработана методика расчета температурного графика замкнутого контура водогрейных котлов в двухконтурных схемах теплоисточников открытых систем теплоснабжения.
3. На основе анализа современного состояния регулирования тепловой нагрузки, результатов обследования системы теплоснабжения, анализа механизмов компенсации недотопа и анализа зарубежного опыта энергосбережения в системах теплоснабжения сделан вывод о целесообразности преимущественного применения в отечественных системах теплоснабжения количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки.
4. Для реализации количественного и качественно-количественного регулирования предложены новые схемы тепловых электрических станций, основной особенностью которых является параллельное включение пиковых водогрейных котлов и сетевых подогревателей теплофикационных турбин.
5. Разработаны методики расчета количественного и качественно-количественного регулирования открытых систем теплоснабжения, существенной особенностью которых является учет влияния нагрузки горячего водоснабжения на работу систем отопления при переменном расходе воды в теплосети.
6. Разработан ряд технических решений по стабилизации гидравлического режима местных абонентских систем при переменном расходе воды в теплосети. Предложенные схемы автоматизации абонентских систем позволяют одновременно организовать местное количественное регулирование тепловой нагрузки и гидравлическую защиту систем отопления. Показано, что полная автоматизация абонентских установок способствует перенесению основной доли регулирования на местные системы. Роль центрального регулирования на ТЭЦ в перспективе будет

заключаться в корректировке режимных параметров в зависимости от параметров на абонентских вводах.

7. В результате технико-экономического исследования технологий количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки систем теплоснабжения установлено, что их реализация обеспечивает снижение приведенных затрат на 40-50 % по сравнению с качественным регулированием. Наибольшая экономия при реализации количественного и качественно-количественного регулирования тепловой нагрузки достигается за счет снижения затрат в водоподготовительное оборудование ТЭЦ, снижения затрат на транспорт теплоносителя и увеличения электрической мощности, развиваемой турбоустановками на тепловом потреблении.
8. Разработанные и научно обоснованные технологии регулирования тепловой нагрузки позволяют существенно повысить эффективность работы систем теплоснабжения и уменьшить потребление топливно-энергетических ресурсов, что имеет существенное значение для экономики страны.

Список литературы

1. Шаранов В.И., Ротов П.В. О зарубежном опыте экономии топливно-энергетических ресурсов в системах теплоснабжения// Энергосбережение. 1999. №2. С. 60-62.
2. Шаранов В.И., Ротов П.В. О путях преодоления кризиса в работе систем теплоснабжения// Известия Вузов. Проблемы энергетики. 2000. № 5-6. С. 3-7.
3. Шаранов В.И., Ротов П.В. Механизмы компенсации потребителями недоотпуска тепла из систем теплоснабжения// Энергосбережение в Поволжье. 2000. №2. С. 51-53.
4. Шаранов В.И., Ротов П.В. Компенсация недоотпуска тепла от ТЭЦ городскими потребителями// Известия Вузов. Проблемы энергетики. 2000. № 9-10. С. 62-69.
5. Шаранов В.И., Ротов П.В. Кто и как осуществляет теплоснабжение городов сегодня?// Новости теплоснабжения. 2001. № 2. С. 11-15.
6. Шаранов В.И., Орлов М.Е., Ротов П.В. Современное состояние и пути совершенствования технологий регулирования нагрузки систем теплоснабжения// Научно-технический калейдоскоп. Серия «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности». 2000. №3. С. 62-73.
7. Патент 2159336 (RU). МПК F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шаранов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Бюллетень изобретений. 2000. № 32.
8. Патент 2159337 (RU). МПК F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шаранов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Бюллетень изобретений. 2000. № 32.
9. Патент 2164604 (RU). МПК F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шаранов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Бюллетень изобретений. 2001. № 9.

10. Патент 2164605 (RU). МПК F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Бюллетень изобретений. 2001. № 9.
11. Патент 2164606 (RU). МПК F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов// Бюллетень изобретений. 2001. № 9.
12. Патент 2164645 (RU). МПК F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов// Бюллетень изобретений. 2001. № 28.
13. *Шарапов В.И., Ротов П.В.* О регулировании нагрузки открытых систем теплоснабжения// Промышленная энергетика. 2002. № 4 С. 46-50.
14. Патент 2159393 (RU). МПК F 24 D 9/02. Способ работы системы теплоснабжения/ В.И. Шарапов, П.В. Ротов, М.Е. Орлов// Бюллетень изобретений. 2000. № 32.
15. Патент 2174610 (RU). МПК F 01 K 17/02. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шарапов, М.Е. Орлов, П.В. Ротов// Бюллетень изобретений. 2001. № 13.
16. *Шарапов В.И., Ротов П.В., Орлов М.Е.* Количественное регулирование нагрузки открытых систем теплоснабжения на ТЭЦ// Известия Вузов. Проблемы энергетики. 2001. №7-8. С. 31-40.
17. *Sharapov V.I., Rotov P.V., Orlov M.E.* Quantitative regulation of loading of heat supply systems// Russian national symposium on power engineering. Kazan: Kazan State Power Eng. University, 2001.- Volum V.

УДК 697.34

П. В. Ротов

Экономическая эффективность внедрения преобразователей частоты в системах теплоснабжения

В современных системах теплоснабжения одним из эффективных направлений энергосбережения является снижение затрат на транспорт теплоносителя, величина которых может достигать 30-40 % от годовых затрат в системы теплоснабжения.

Существенной экономии электроэнергии на привод насосов можно добиться за счет управления частотой вращения электродвигателей при изменении расхода теплоносителя.

В современных условиях подобное регулирование возможно осуществлять при помощи преобразователей частоты (частотных регулируемых приводов), для внедрения которых необходимы обоснованные капитальные вложения.

Обоснование капитальных вложений в энергетические объекты в настоящее время необходимо проводить на основании современных методов оценки привлекательности инвестиционных проектов: метода определения срока окупаемости; метода чистого дисконтированного дохода; метода внутренней ставки рентабельности; метода расчета совокупных затрат; метода индекса доходности инвестиций [1, 2, 3]. Показатели экономической эффективности, рассчитанные с помощью этих методов, отражают эффективность проекта с позиции интересов участвующих в проекте инвесторов. В этом случае в качестве регулятора нормы дисконта выступают реальные процентные ставки по депозитам и кредитам банков.

Практика показывает, что одним из наиболее используемых критериев эффективности инвестиционных проектов является чистый дисконтированный доход, который показывает ожидаемую максимальную доходность проекта из всех предложенных к рассмотрению [1, 2, 3].

Метод чистого дисконтированного дохода основан на сопоставлении величины начальных инвестиций с общей суммой дисконтированных денежных поступлений, предполагаемых в течение срока использования инвестиций. Все денежные потоки при этом дисконтируются к расчетному

году с помощью коэффициента дисконтирования (ставки дисконта) ЧДД:

$$\text{ЧДД} = \sum_{t=1}^T \frac{P_t}{(1+R)^t} - \sum_{t=1}^T \frac{K_{\text{инв}}}{(1+R)^t}, \quad (1)$$

где P_t – приток реальных денег в год t ; $K_{\text{инв}}$ – инвестированный капитал; T – срок действия проекта; R – ставка дисконта.

Если $\text{ЧДД} > 0$, дисконтированный приток денег больше дисконтированного оттока денег за весь расчетный период – вложение денег в проект выгодно.

При $\text{ЧДД} = 0$ доходность инвестиций равна норме дисконта, т.е. дисконтированные притоки денег равны дисконтированным оттокам, в итоге – доходность проекта равна 0.

В случае $\text{ЧДД} < 0$ дисконтированный приток денег превышает отток денег за весь расчетный период, а значит инвестиционный проект невыгоден.

При сравнении альтернативных проектов предпочтение следует отдавать проекту с большим положительным значением ЧДД.

По результатам наблюдений [4, 5, 6] экономия электроэнергии при применении частотных регулируемых приводов достигает 20-60 %. Результаты наблюдений [4, 5, 6] позволяют сделать технико-экономическую оценку эффективности применения частотных регулируемых приводов.

При расчете принимался срок действия проекта 10 лет, ставка дисконта равной 10 %. Расчет выполнялся для двух случаев: экономия электроэнергии от применения преобразователей частоты составляет 20 % и 60 %. Стоимость электроэнергии принималась равной 0,79 руб./кВт·ч. Расчеты чистого дисконтированного дохода для преобразователей частоты различной мощности сведены в табл. 1.

Таблица 1

Расчет прибыли от применения преобразователей частоты

Годы	Потоки денежных средств, тыс. руб		Коэффициент приведения	Текущая стоимость денежных потоков разных лет, тыс. руб	
	20 %	60 %		20 %	60 %
1	2	3	4	5	6
Мощность привода 7,5 кВт					
Сегодня	-36,8	-36,8	1	-36,8	-36,8
1÷10	6,1	18,2	0,909÷0,386	37,2 (сумма за 10 лет)	111,6 (сумма за 10 лет)
Чистый дисконтированный доход ЧДД				0,4	74,8

1	2	3	4	5	6
Мощность привода 11 кВт					
Сегодня	-44,7	-44,7	1	-44,7	-44,7
1÷10	8,9	26,6	0,909÷0,386	54,6 (сумма за 10 лет)	163,7 (сумма за 10 лет)
Чистый дисконтированный доход ЧДД				9,9	119
Мощность привода 22 кВт					
Сегодня	-71	-71	1	-71	-71
1÷10	17,8	53,3	0,909÷0,386	109,1 (сумма за 10 лет)	327,4 (сумма за 10 лет)
Чистый дисконтированный доход ЧДД				38,1	256,4
Мощность привода 55 кВт					
Сегодня	-157,5	-157,5	1	-157,5	-157,5
1÷10	44,4	133,2	0,909÷0,386	272,8 (сумма за 10 лет)	818,5 (сумма за 10 лет)
Чистый дисконтированный доход ЧДД				115,3	661
Мощность привода 75 кВт					
Сегодня	-205	-205	1	-205	-205
1÷10	60	182	0,909÷0,386	372 (сумма за 10 лет)	1116,1 (сумма за 10 лет)
Чистый дисконтированный доход ЧДД				167	911,1

Из результатов расчетов, приведенных в табл. 1 следует, что при экономии электроэнергии от применения частотных регулируемых приводов различной мощности, равной 20-60 %, прибыль за 10 лет действия проекта составляет 0,4-911 тыс. руб. Значение чистого дисконтного дохода больше 0, следовательно, применение преобразователей частоты выгодно.

Критерием эффективности капитальных вложения также является срок окупаемости. Рассчитаем срок окупаемости частотных преобразователей по формуле

$$T = \frac{K_{инв}}{\Pi} \quad (2)$$

Результаты расчета по формуле (2) сведены в табл. 2. Расчет выполнен при условии, что от применения преобразователей частоты экономится 20-60 % электроэнергии. В расчетах принималось, что ежегодная прибыль постоянна.

Из табл. 2 следует, что с увеличением мощности преобразователя частоты уменьшается срок окупаемости оборудования. Это объясняется

большей экономией электроэнергии и, следовательно, большей ежегодной прибылью.

Расчет выполнен в ценах 2001 г. В расчете использовались данные по оборудованию фирмы «Автоматик Арт» (г. Красногорск).

Таблица 2

Расчет сроков окупаемости преобразователей частоты различной мощности

Мощность, кВт	Капитальные затраты, тыс. руб	Ежегодная прибыль, тыс. руб		Срок окупаемости, лет	
		20 %	60 %	20 %	60 %
7,5	36,8	6,1	18,2	6,1	2
11	44,7	8,9	26,6	5	1,7
22	71	17,8	53,3	4	1,3
55	157,5	44,4	133,2	3,5	1,2
75	205	60,5	181,7	3,4	1,1

В расчете не учитывалась прибыль от снижения расхода воды, уменьшения численности обслуживающего персонала. Не учтено и возможное увеличение стоимости электроэнергии в течение срока окупаемости. С учетом этих факторов срок окупаемости преобразователей частоты может стать меньше, а прибыль от их установки – больше.

Определим границы интересов инвесторов: рассчитаем внутреннюю норму доходности инвестиционного проекта.

Под внутренней нормой доходности (*ВНД*) понимают такое значение коэффициента дисконтирования, при котором величина *ЧДД* равна нулю [1, 2, 3]. Рассчитанное значение *ВНД* должно быть больше значения принимаемого коэффициента дисконтирования: иначе проект становится неэффективным.

Внутреннюю норму доходности определим при помощи графика зависимости $ЧДД=f(p)$. Для этого определим величины *ЧДД* по изложенной выше методике при ставках дисконта, изменяющихся от 6 до 36 %. Результаты расчета представлены в табл. 3, на рис. 1 и рис. 2.

Анализируя графики на рис. 1 и 2, можно получить представление о том, какую прибыль будет приносить этот инвестиционный проект при различных ставках дисконта.

Из графика на рис. 1 видно, что кривые чистого дисконтного дохода не пересекают нулевую линию, т.е. при данных ставках дисконта $ЧДД > 0$. Это

означает, что при экономии электроэнергии 60 % и сроке действия проекта 10 лет реализация проекта будет выгодна при высоких ставках дисконта.

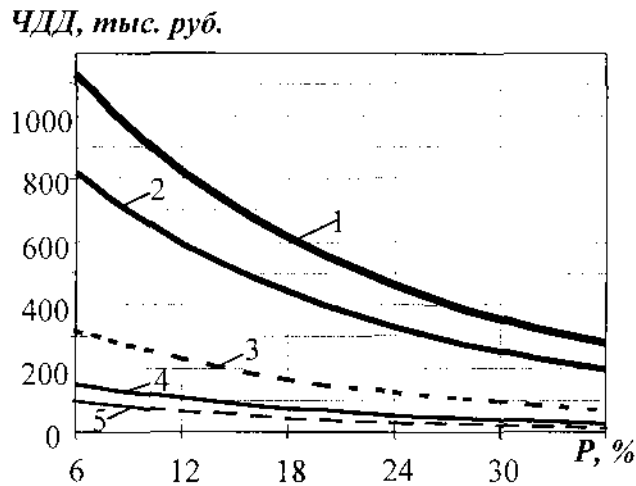


Рис. 1. Зависимость чистого дисконтного дохода от ставки дисконта при экономии электроэнергии 60%: 1 — мощность привода 75 кВт; 2 — 55 кВт; 3 — 22 кВт; 4 — 11 кВт; 5 — 7,5 кВт

Из графика на рис. 2 и табл. 3 следует, что при экономии электроэнергии равной 20 % величины ЧДД меняют знак при различных ставках дисконта. Величину ВНД находим по формуле

$$ВНД = p_1 + \frac{ЧДД_1(p_2 - p_1)}{ЧДД_1 - ЧДД_2}, \quad (3)$$

где p_1, p_2 — ставки дисконта, при которых ЧДД меняет знак; $ЧДД_1, ЧДД_2$ — соответственно значения чистого дисконтированного дохода при ставках дисконта p_1 и p_2 .

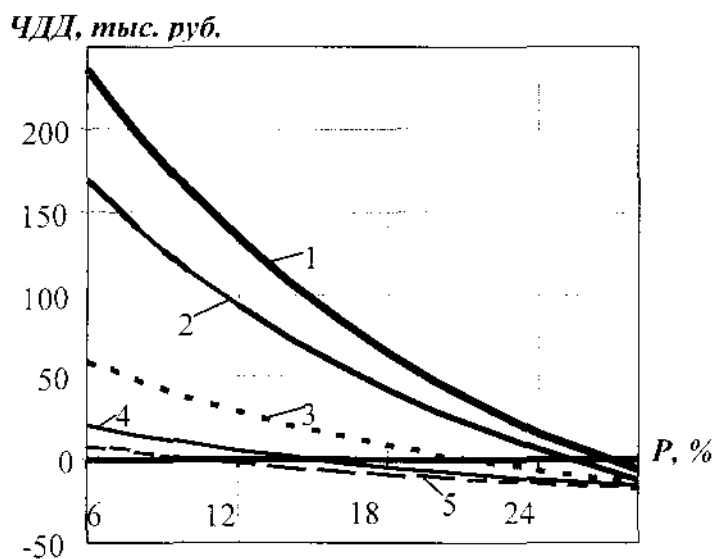


Рис. 2. Зависимость чистого дисконтного дохода от ставки дисконта при экономии электроэнергии 20 %: обозначения те же, что на рис. 1

Расчетом по формуле (3) находим величину ВНД, которая для преобразователей частоты различной мощности при экономии электроэнергии 20 %

изменяется от 10,5 % до 26,8 %. Внутренняя норма доходности характеризует ставку дисконта, выше которой реализация проекта будет невыгодна.

Таблица 3

Расчет внутренней нормы доходности проекта

Ставка дисконта, %	Чистый дисконтированный доход, тыс. руб при экономии электроэнергии									
	20 %					60 %				
	7,5 кВт	11 кВт	22 кВт	55 кВт	75 кВт	7,5 кВт	11 кВт	22 кВт	55 кВт	75 кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6	8,1	20,8	60,0	169,2	236,5	97,1	151,0	321,2	822,7	1134
7	6,0	17,8	54,0	154,3	216,4	91,0	142,1	303,3	778,0	1073
8	4,1	15,0	48,4	140,4	197,5	85,3	133,8	286,6	736,1	1016
9	2,3	12,4	43,2	127,4	180,0	80,0	126,0	271,0	697,2	962,8
10	0,7	10,0	38,3	115,2	163,6	75,0	118,7	256,4	660,7	913,0
12	-2,3	5,6	29,6	93,4	134,1	66,0	105,6	230,2	595,2	823,5
14	-5,0	1,7	21,9	74,1	108,0	58,1	94,1	207,1	537,4	744,5
16		-1,7	15,0	57,1	85,0	51,2	83,9	186,6	486,3	674,6
18		-4,7	9,0	42,0	64,6	45,0	74,8	168,5	441,1	612,9
20			3,6	28,6	46,5	39,5	66,8	152,4	400,9	557,9
24			-5,5	5,9	15,9	30,2	53,2	125,2	332,8	464,9
28			-12,9	-12,6	-6,2	22,6	42,1	102,9	277,1	388,9
30				-20,5	-19,8	19,4	37,4	93,5	253,6	356,7
32						16,5	33,3	85,2	232,9	328,5
36						11,6	26,0	70,6	196,4	278,6
ВНД	10,5	15	21,6	25,3	26,8	> 36	> 36	> 36	> 36	> 36

Из приведенных расчетов можно сделать вывод, что с увеличением мощности преобразователя частоты увеличивается величина чистого дисконтного дохода, внутренняя норма доходности и снижается срок окупаемости. Причем с увеличением экономии электроэнергии до 60 % значения чистого дисконтного дохода могут увеличиваться на несколько порядков.

Выводы

1. В современных условиях регулирование частоты вращения электродвигателей насосных агрегатов в системах теплоснабжения при помощи преобразователей частоты дает значительный энергосберегающий эффект.

2. Оценка экономической эффективности, выполненная при помощи метода чистого дисконтного дохода и метода внутренней нормы доходности, показывает, что при экономии электроэнергии от внедрения преобразователей частоты в системах теплоснабжения 20-60 % дисконтированная прибыль составит 0,4-911 тыс. руб. для преобразователей частоты мощностью 7,5-75 кВт.
3. Сроки окупаемости преобразователей частоты мощностью 7,5-75 кВт составляют 1,1-6,1 лет. Преобразователи частоты большей мощности имеют меньший срок окупаемости, что объясняется большей экономией электроэнергии при работе насосных агрегатов с такими преобразователями частоты.
4. Расчетное исследование показывает, что при сроке действия проекта 10 лет привлекательность капитальных вложений в оборудование систем теплоснабжения преобразователями частоты сохраняется при ставке дисконта не выше 10,5-26,8 % для частотных регулируемых приводов исследуемой мощности при условии экономии электроэнергии 20 %. При экономии электроэнергии 60 % от внедрения частотных регулируемых приводов привлекательность капитальных вложений повышается, так как внутренняя норма доходности проекта превышает 36 % для преобразователей частоты различной мощности.

Список литературы

1. *Ставровский Е.С., Кукукина И.Г.* Оценка привлекательности инвестиционных проектов: Учебное пособие. Иваново: «Иваново». 1997. 108 с.
2. *Соколов Е.Я.* Теплофикация и тепловые сети. 7-е издание. М.: Издательство МЭИ. 2001. 472 с.
3. Оценка экономической эффективности инвестиций в электроэнергетике. Методические указания для курсового и дипломного проектирования/ Сост. А.В. Введенская, И.О. Волкова, В.И. Колибаба, О.И. Рыжов. Иваново: ИГЭУ. 2001. 71с.
4. *Краснов Д.В.* Энергосберегающие технологии в управлении насосами (преобразователи частоты)// Энергосбережение. 1999. №3. С. 73-74.
5. *Рябов В.М., Горшков В.М., Шалягин В.С.* Политика энергосбережения, проводимая на УММПХ// Материалы Второй Российской научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве». Ульяновск: УлГТУ. 2000. С.51-54.
6. *Ульянов А.Г.* Энергосбережение с помощью насосной техники WILO// Энергосбережение. 1999. № 3. С. 81-82.

УДК 621.187.12

М. А. Сивухина

Разработка и исследование технологий обезжелезивания и декарбонизации подпиточной воды

Введение. В последние годы в связи с общим удорожанием и дефицитом топлива на тепловых электрических станциях вопросы энергосбережения являются чрезвычайно актуальными. Для достижения экономии топливозоэнергетических ресурсов и уменьшения вредных выбросов в окружающую среду необходимо радикальное совершенствование технологических процессов, осуществляемых на ТЭС и других теплоэнергетических предприятиях.

Одной из наиболее острых проблем, возникающих при эксплуатации систем теплоснабжения и теплоэнергетических установок, является внутренняя коррозия, которая приводит к сокращению срока эксплуатации оборудования и трубопроводов тепловых сетей, ТЭС и котельных.

Основной причиной, вызывающей внутреннюю коррозию, является присутствие в воде коррозионно-активных газов – диоксида углерода и кислорода. Для удаления этих газов широко используются вакуумные деаэраторы, однако возможности удаления диоксида углерода в этих аппаратах при пониженных температурах воды ограничены. Поэтому в установках с вакуумной деаэрацией необходимо в качестве первой ступени десорбции диоксида углерода применять декарбонизаторы, эффективность работы которых непосредственно влияет на эффективность дальнейшего удаления CO_2 в вакуумных деаэраторах.

Декарбонизаторы являются достаточно энергоемкими аппаратами. Для их работы необходимы затраты энергии на нагрев воды и на подачу десорбирующего агента – воздуха, которые зависят от устанавливаемой температуры воды и требуемого расхода воздуха. Эти параметры процесса поддерживаются постоянными. При анализе работы существующих декарбонизаторов выявлено, что в ряде режимов требуемое качество декарбонизированной воды не достигается, в других – остаточное содержание CO_2 оказывается меньше заданной величины, а затраты на декарбонизацию – завышенными. Следовательно, актуальнейшей задачей является разработка технологий декарбонизации, позволяющих исключить эти недостатки.

В связи с возрастанием роли декарбонизаторов при широком применении вакуумных деаэраторов в водоподготовительных установках обнаружилось, что имеющихся данных о процессе декарбонизации недостаточно для организации эффективной десорбции свободного диоксида углерода из воды. При проектировании и расчете насадочных декарбонизаторов, как правило, пользуются данными о кинетике десорбции CO_2 , полученными в 50-е годы А. А. Кастальским [10]. Результаты экспериментального исследования обобщены им в виде зависимости диффузионного числа Нуссельта от числа Рейнольдса и диффузионного числа Прандтля. Из этого уравнения получена графическая зависимость коэффициента десорбции от температуры воды для фиксированной плотности орошения насадки, которая приводится в справочной литературе и непосредственно используется для расчета требуемой площади поверхности насадки декарбонизаторов.

Модель процесса, предложенная А.А. Кастальским, не позволяет получить отдельные оценки влияния каждого физического параметра или их взаимодействий из-за коррелированности между собой переменных величин, входящих в безразмерные комплексы. В.И. Шараповым были получены многофакторные математические модели процесса в виде зависимости остаточного содержания CO_2 от температуры, расхода и щелочности воды [15]. Однако эти модели не учитывают влияние на эффективность процесса расхода десорбирующего агента – воздуха и начального содержания диоксида углерода. В связи с этим одной из основных задач является получение более полных математических моделей процесса декарбонизации путем проведения экспериментального исследования насадочных декарбонизаторов.

В отечественной теплоэнергетике наиболее распространены противоточные насадочные декарбонизаторы. В последние годы физическую десорбцию CO_2 в декарбонизаторах нередко заменяют химическим связыванием щелочью (едким натром), даже в схемах водоподготовительных установок с подкислением воды, т.е. при значительном начальном содержании CO_2 . Одна из задач исследования заключается в оценке технико-экономической целесообразности замены декарбонизации подщелачиванием.

Массообменная эффективность декарбонизаторов зависит от расхода воздуха, подаваемого вентилятором. Анализ опыта промышленной эксплуатации декарбонизаторов показал, что при эксплуатации декарбонизационных установок вентилятор в режиме максимальной производительности декарбонизатора обеспечивает лишь половину своей номинальной производительности, что приводит к ухудшению качества обработанной воды. В связи

с отсутствием теоретического и экспериментального обоснования методики выбора вентиляторов для декарбонизаторов поставлена задача экспериментального изучения аэрогидродинамики системы декарбонизатор-вентилятор и корректировки методики выбора вентилятора.

При использовании артезианских вод на водоподготовительных установках помимо противонакипной и противокоррозионной обработки возникает необходимость обезжелезивания воды. Связано это с тем, что присутствие соединений железа в подпиточной, сетевой или питательной воде приводит к повышению цветности воды и интенсификации отложений в поверхностях нагрева котлов, теплообменных аппаратах, трубопроводах и арматуре. Для поддержания нормативного значения содержания соединений железа в воде необходимы установка специальных устройств для обезжелезивания воды, и, следовательно, дополнительные капиталовложения и эксплуатационные затраты. Так, для обезжелезивания артезианских вод наибольшее распространение получила вакуумно-эжекционная технология И.Г. Комарчева [11], на осуществление которой требуются значительные затраты, связанные с созданием избыточного давления перед вакуумным эжектором и с установкой самого эжектора. Поэтому актуальной задачей при исследовании процесса обезжелезивания является разработка схем водоподготовительных установок, в которых затраты на обезжелезивание будут минимальны.

Основой технологических процессов удаления диоксида углерода и обезжелезивания артезианских вод является один метод – аэрация. Кроме того, процессы обезжелезивания и декарбонизации тесно связаны – удаление соединений двухвалентного железа из артезианских вод возможно только при одновременном удалении диоксида углерода. Это позволило объединить исследование этих процессов в одной работе.

Экспериментальное исследование массообменной и энергетической эффективности способов десорбции диоксида углерода. Методами математической теории эксперимента получены достаточно полные и точные зависимости эффективности десорбции диоксида углерода от гидравлических, тепловых и режимных факторов, на которые может непосредственно воздействовать эксплуатационный персонал электростанций.

На Ульяновской ТЭЦ-1 проведено экспериментальное исследование насадочных декарбонизаторов, при котором удалось оценить влияние на массообменную эффективность декарбонизаторов трех основных режимных факторов: расхода $G_{\text{дв}}$ и температуры $t_{\text{дв}}$ обрабатываемой воды, и, впервые,

расхода воздуха $D_{возд}$, подаваемого в декарбонизатор [13]. В качестве целевой функции принято остаточное содержание свободного диоксида углерода (Y_1). Особенность этого эксперимента в том, что исследовались декарбонизаторы после замены насадки из керамических колец Рашига насадкой из пластмассовых щитов, используемых для оросителей градирен. Содержание свободного диоксида углерода в исходной воде до подкисления составляло 26,8-30,8 мг/л, после подкисления 44-55 мг/л.

Следующим этапом исследования декарбонизаторов стало испытание на Ульяновской ТЭЦ-3 насадочных декарбонизаторов производительностью 550 т/ч, снабженных вентилятором типа Ц4-76 № 8 с номинальной производительностью 14000 м³/ч и напором 1,4 кПа. Испытание проведено методом полного факторного эксперимента (ПФЭ) типа 2⁴, т.е. в ходе исследования массообменной эффективности десорбции растворенного в подпиточной воде коррозионно-активного газа CO_2 удалось количественно оценить влияние четырех регулируемых режимных факторов: расхода исходной воды $G_{ис}$, температуры исходной воды $t_{ов}$, расхода воздуха на декарбонизатор $D_{возд}$ и начального содержания диоксида углерода в исходной воде $C_{CO_2}^{исх}$ [16]. Особенностью этого исследования является низкий температурный уровень декарбонизации, характерный для эксплуатации водоподготовительных установок в период энергетического кризиса. В качестве определяемых параметров эффективности (целевых функций) декарбонизаторов приняты остаточное содержание диоксида углерода в декарбонизированной воде в мг/л (целевая функция Y_2) и показатель pH декарбонизированной воды (Y_3).

Интервалы варьирования и обозначения факторов в нормированном виде представлены в табл. 1.

При обработке результатов эксперимента получены многофакторные математические модели, описывающие процесс десорбции диоксида углерода в насадочных декарбонизаторах:

$$Y_1 = 16,1 + 1,8X_1 - 2,6X_2 - 2,5X_3 - 0,3X_1X_3 - 0,3X_2X_3; \quad (1)$$

$$Y_2 = 6,13 + 0,54X_1 - 0,73X_2 - 0,47X_3 + 2,53X_4 + \\ + 0,37X_1X_4 - 0,23X_2X_4 - 0,14X_3X_4 + 0,14X_1X_2X_3; \quad (2)$$

$$Y_3 = 7,537 - 0,025X_1 + 0,056X_2 + 0,056X_3 - 0,444X_4 + \\ + 0,012X_2X_3 + 0,02X_3X_4 + 0,01X_2X_3X_4. \quad (3)$$

Дисперсии воспроизводимости и адекватности для уравнений (1)-(3) равны соответственно 2,118 и 0,17; 0,2475 и 0,1428; 0,00135 и 0,00093.

Таблица 1

Данные для построения планов эксперимента

Целевые функции	Показатель для построения уравнения регрессии	Базовое значение X_{i0}	Интервал варьирования λ_i	Обозначение в нормированном виде
Y_1	$G_{дв}, \text{т/ч}$	335	95	X_1
	$t_{дв}, ^\circ\text{C}$	21	9	X_2
	$D_{возд}, \% D_{ном}$	59	41	X_3
Y_2, Y_3	$G_{дв}, \text{т/ч}$	380	140	X_1
	$t_{дв}, ^\circ\text{C}$	13	5	X_2
	$D_{возд}, \% D_{ном}$	75	25	X_3
	$C_{CO_2}^{исх}, \text{мг/л}$	61	50	X_4

Коэффициенты уравнений регрессии позволяют определять силу воздействия режимных факторов и их взаимодействий. Из уравнений видно, что изменение каждого исследованного фактора существенно сказывается на работе декарбонизаторов. Наибольшее влияние на эффективность декарбонизации оказывают начальное содержание CO_2 в исходной воде и температура обрабатываемой воды (коэффициенты при X_4 и X_2 в уравнениях 2 и 3). Расход воздуха, подаваемого в декарбонизатор, также оказывает существенное влияние, поскольку коэффициент при X_3 в уравнениях (1), (2) и (3) после математической обработки результатов опытов оказался значимым. В проведенных испытаниях впервые количественно оценено влияние на десорбцию диоксида углерода начального содержания CO_2 и расхода воздуха, подаваемого в декарбонизатор.

При наладке, эксплуатации и анализе работы декарбонизаторов можно пользоваться как непосредственно уравнениями регрессии, так и графической интерпретацией результатов испытания в виде двумерных сечений поверхностей отклика, описываемых этими уравнениями.

Представление уравнения (1) и уравнения, полученного ранее при испытании этого же декарбонизатора, но с насадкой из керамических колец Рашига в виде зависимостей остаточного содержания CO_2 от температуры и расхода обрабатываемой воды (рис.1), позволяет сравнить массообменную эффективность насадок из керамических колец и пластмассовых щитов [18].

Из рис. 1 видно, что при прочих равных условиях остаточное содержание диоксида углерода при обработке воды в декарбонизаторах с насадкой из пластмассовых щитов значительно выше, чем при обработке воды в де-

карбонизаторах с насадкой из керамических колец Рашига. Следовательно, замена насадки декарбонизатора из керамических колец Рашига на насадку

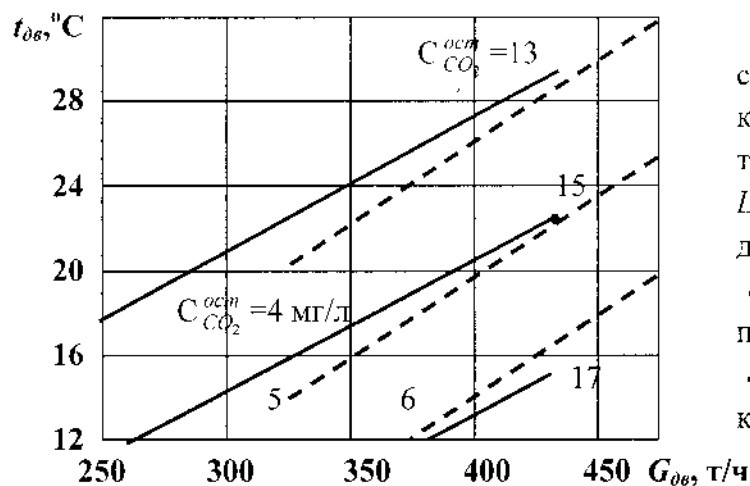


Рис. 1. Зависимость остаточного содержания диоксида углерода в декарбонизированной воде от температуры и расхода исходной воды при $Щ \sim 1,05$ мг-экв/л и 100%-ной производительности вентилятора:

— декарбонизатор с насадкой из пластмассовых щитов;
 - - - декарбонизатор с насадкой из керамических колец Рашига

из пластмассовых щитов, используемых для оросителей градирен, ведет к ухудшению массообмена между водой и воздухом и, следовательно, к увеличению содержания CO_2 в обработанной воде. В качестве альтернативы применению насадки из разрушающихся керамических колец рекомендовано использовать более легкие кольца Палля из нержавеющей стали, по массообменной эффективности не уступающие керамической насадке. Некоторое удорожание насадки вполне окупается более длительным сроком эксплуатации.

Сравнение методов удаления диоксида углерода из подпиточной воды теплосети. При выборе метода удаления свободного диоксида углерода необходимо учитывать как его эффективность, так и экономичность. Авторами рассчитаны затраты на связывание диоксида углерода едким натром в сравнении с затратами на физическую десорбцию диоксида углерода в декарбонизаторах насадочного типа, наиболее распространенных в водоподготовительных установках ТЭЦ и котельных, применительно к условиям работающей станции [26]. Так как состав исходной воды существенно меняется в течение года, то затраты на декарбонизацию и на подщелачивание за год рассчитаны как сумма затрат по месяцам.

Основные ежегодные эксплуатационные затраты на обработку воды в декарбонизаторах насадочного типа связаны с ежегодными отчислениями на амортизацию оборудования и с расходом электроэнергии на привод вентилятора декарбонизатора. Стоимость ежегодных отчислений на амортиза-

цию оборудования от капитальных затрат на установку декарбонизаторов, которые складываются из стоимости декарбонизаторов, вентиляторов, воздуховодов, включая их транспорт и монтаж.

Ежегодные эксплуатационные затраты на химическое связывание свободной углекислоты складываются из стоимости щелочи на связывание, электроэнергии на привод насосов-дозаторов и амортизационных отчислений.

На рис. 2 представлена графическая интерпретация этих расчетов – зависимости затрат на удаление CO_2 в декарбонизаторе и на подщелачивание от начального содержания свободной углекислоты при фиксированных значениях расхода исходной воды.

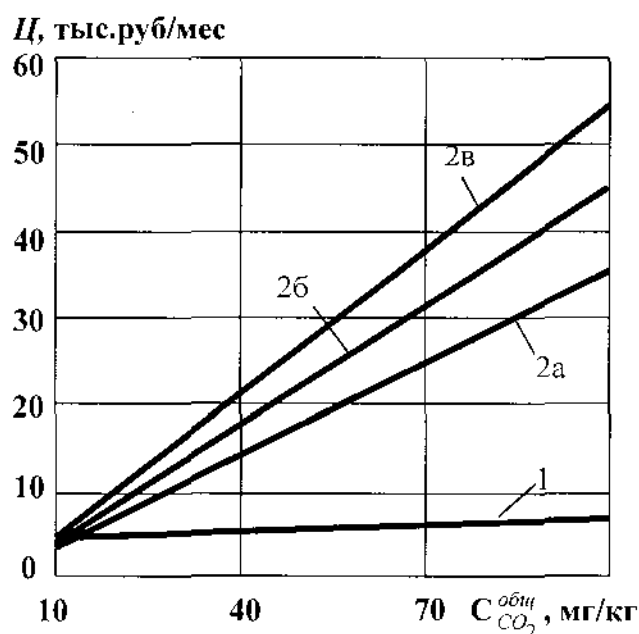


Рис. 2. Зависимости затрат на удаление CO_2 в декарбонизаторе и на подщелачивание едким натром от начального содержания CO_2 при фиксированных значениях расхода исходной воды:

1 – затраты на декарбонизацию при $G = 300-550$ т/ч;
 2а, 2б, 2в – затраты на химическое связывание диоксида углерода едким натром при расходах обрабатываемой воды соответственно 300, 400 и 500 т/ч

Затраты на декарбонизацию при различных расходах (300 – 500 т/ч) представлены одной линией, поскольку, как уже упоминалось выше, связаны в основном с амортизационными отчислениями, а затраты электроэнергии на работу вентилятора составляют малую долю (около 10%) общих эксплуатационных затрат. Затраты же на подщелачивание существенно увеличиваются с увеличением расхода исходной воды и увеличением содержания CO_2 в обрабатываемой воде.

Построенный график позволяет выбрать более экономичный метод удаления CO_2 для обрабатываемых вод определенного качества. Как видно из рис. 2, при расходах обрабатываемой воды от 300 до 500 т/ч подщелачивание в качестве метода противокоррозионной обработки воды следует применять, если в среднем за год содержание CO_2 в обрабатываемой воде составляет менее 15 мг/кг. При расходе обрабатываемой воды свыше 550 т/ч необходима

установка дополнительных декарбонизаторов. При этом затраты на удаление CO_2 будут определяться как сумма затрат на декарбонизацию в каждом аппарате.

Проведенное технико-экономическое сравнение методов удаления диоксида углерода – физической десорбции в декарбонизаторах и химического связывания едким натром показало, что введение едкого натра для связывания CO_2 целесообразно использовать лишь как дополнительный метод коррекции водного режима тепловых сетей и котлов, – например, при неполном удалении свободной углекислоты в деаэраторах. При этом желательно, чтобы коррекция pH подпиточной воды подщелачиванием производилась как завершающий этап водоподготовки, после деаэраторов. Применение подщелачивания в качестве основного метода возможно в водоподготовительных установках без снижения бикарбонатной щелочности воды.

Экспериментальное и теоретическое исследование аэрогидродинамики насадочных декарбонизаторов. В настоящее время выбор вентилятора декарбонизатора осуществляется исходя из обеспечения технологически необходимого удельного расхода воздуха 25 - 40 м³/т (отношения расходов потребляемого воздуха и обрабатываемой воды) и преодоления сопротивления декарбонизатора. Сопротивление насадки принимается по существующей методике подбора вентилятора равным 120-250 Па/м. Эта методика основана на результатах экспериментальных исследований гидродинамики насадочных абсорберов в лабораторных условиях, проведенных Тэйчем. Анализ многолетнего опыта эксплуатации насадочных декарбонизаторов и результатов промышленного эксперимента [19] показал, что существующие методы расчета сопротивления орошаемой насадки неточны. Вентилятор с недостаточным напором в эксплуатационных условиях не обеспечивает поддержание заданной величины удельного расхода воздуха на декарбонизацию во всем диапазоне расходов обрабатываемой воды.

Экспериментальное определение сопротивления орошаемой насадки проведено на промышленном декарбонизаторе путем измерения статического давления дифманометрами под и над насадкой при различных расходах обрабатываемой воды. Определение сопротивления орошаемой насадки выполнено также по полуэмпирическим методам Тэйча и Эдулджи. Для более точного определения сопротивления орошаемой насадки декарбонизатора необходимо рассматривать его работу не как изолированного аппарата, а в системе с вентилятором. Оценка аэродинамических характеристик систе-

мы декарбонизатор - вентилятор выполнена с помощью разработанной автором методики, основанной на методе наложения характеристик вентилятора и сети (включающей декарбонизатор).

Результаты экспериментального и теоретического исследования аэрогидродинамики обобщены на рис. 3 [17].

Графики, представленные линиями 1, 2 и 3, построены по опытным данным – известным расходам воздуха через насадку при различных расходах обрабатываемой воды с помощью метода Тэйча (линия 1), напорной характеристики вентилятора Ц4-76 №8 (линия 2), когда работа декарбонизатора рассматривалась в системе с вентилятором, и с помощью метода Эдулджи (линия 3). Зависимость удельного сопротивления насадки декарбонизатора от расхода обрабатываемой воды, представленная линией 4, получена при определении аэрогидродинамического сопротивления насадки декарбонизатора по разности показаний двух дифференциальных манометров (до насадки и после).

Из рис. 3 видно, что зависимости, полученные с помощью характери-

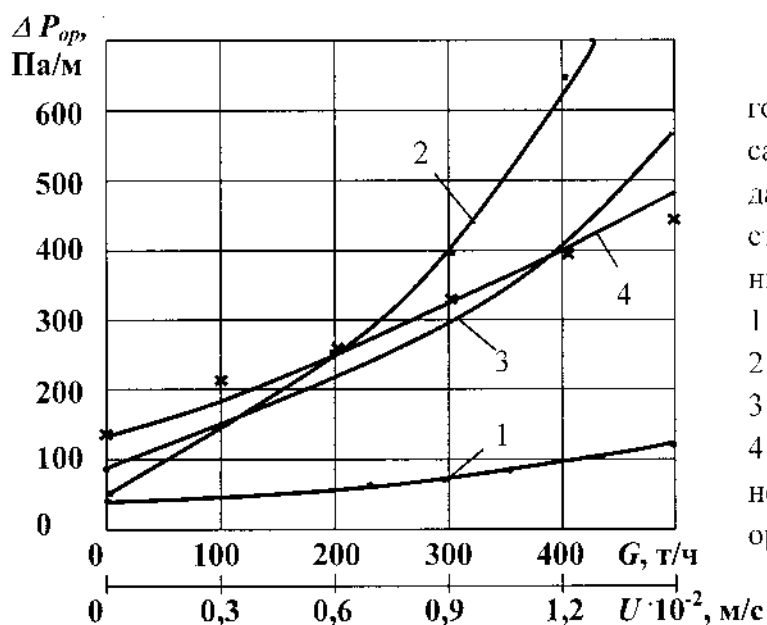


Рис. 3. Зависимости удельного сопротивления орошаемой насадки декарбонизатора от расхода обрабатываемой воды (плотности орошения насадки), полученные:

- 1 – по методу Тэйча;
- 2 – по характеристике вентилятора;
- 3 – по методу Эдулджи;
- 4 – по результатам непосредственного измерения сопротивления орошаемой насадки

стики вентилятора, метода Эдулджи и по результатам прямого измерения сопротивления орошаемой насадки, достаточно схожи между собой, в то время как полученная по методу Тэйча зависимость удельного сопротивления орошаемой насадки от расхода обрабатываемой воды значительно отличается от них. Действительное значение удельного сопротивления орошаемой насадки декарбонизатора оказалось в несколько раз больше значений, полученных по методу Тэйча, и принимаемых в справочной литературе ($\Delta P_{ор} = 120-250$ Па/м) при расходе воды 550 т/ч. Увеличением сопротивления

насадки декарбонизатора по сравнению со значением, принимаемым при подборе вентилятора, и объясняется уменьшение расхода подаваемого вентилятором в аппарат воздуха при повышении расхода обрабатываемой воды.

Кроме того, вентилятор никогда не работает в проектных условиях. Уже в первый месяц работы происходит занос насадки различными частицами из воды, биологическое обрастание, а наиболее распространенная насадка из керамических колец Рашига имеет свойство разрушаться с течением времени. Все это приводит к увеличению сопротивления орошаемой насадки из-за уменьшения сечения для прохода воздуха, вентилятор при этом не обеспечивает требуемого удельного расхода воздуха на декарбонизацию, что ухудшает качество декарбонизации.

Для того чтобы исключить уменьшение подачи воздуха вентилятором с течением времени, рекомендовано при подборе вентилятора для декарбонизационных установок принимать величину удельного сопротивления насадки декарбонизатора по методу Эдулджи и, кроме того, ввести коэффициент запаса по напору вентилятора $\kappa_z = 1,2$ [20]. Это позволит на весь период эксплуатации установки без смены насадки обеспечить расчетное количество воздуха. Установка вентилятора с большим напором и использование разработанного способа регулирования расхода воздуха, подаваемого вентилятором, по остаточному содержанию CO_2 , позволит снизить затраты электроэнергии на работу вентилятора и при этом обеспечить требуемое качество декарбонизации во всех режимах. Удельный расход воздуха на декарбонизацию и производительность вентилятора рекомендовано определять с учетом начального содержания CO_2 и щелочности обрабатываемой воды [20].

Разработка технологий декарбонизации и обезжелезивания воды. Анализ полученных математических моделей процесса декарбонизации (1), (2) и (3), отражающих степень влияния режимных факторов на эффективность декарбонизации, позволил сформулировать новый подход к регулированию декарбонизаторов, в основе которого лежит использование в качестве регулируемого параметра процесса заданной величины остаточного содержания CO_2 [21, 24, 25]. В качестве регулирующих параметров процесса декарбонизации целесообразно использовать температуру воды и расход воздуха.

Разработана серия технических решений для повышения надежности и экономичности процесса декарбонизации [1, 2, 4-9]. На рис. 4 и 5 изобра-

жены схемы декарбонизационных установок, в которых реализуется новый подход к регулированию декарбонизаторов.

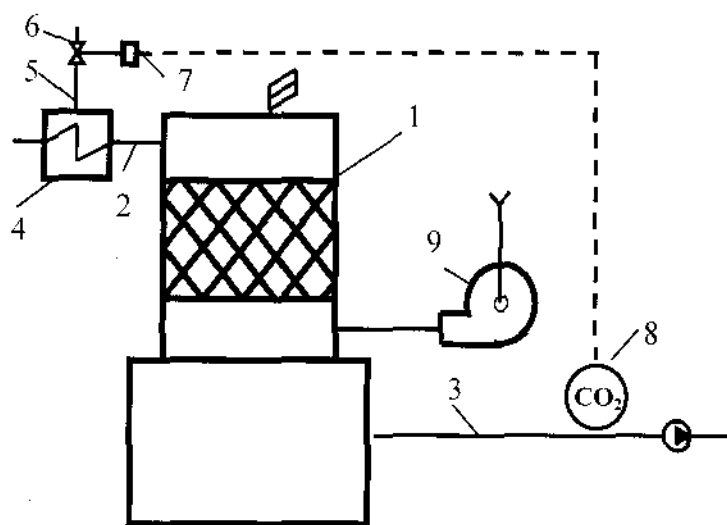


Рис. 4. Схема декарбонизационной установки с регулированием температуры исходной воды [5]: 1 - декарбонизатор; 2 - трубопровод исходной воды; 3 - трубопровод декарбонизированной воды; 4 - водоподогреватель; 5 - трубопровод греющей среды; 6 - регулирующий орган; 7 - регулятор температуры исходной воды; 8 - датчик концентрации диоксида углерода; 9 - вентилятор декарбонизатора

В схеме (рис. 4) заданное качество декарбонизации обеспечивается путем поддержания оптимальной температуры исходной воды перед декарбонизатором. Регулирование температуры декарбонизируемой воды проводится по величине заданного остаточного содержания диоксида углерода в декарбонизированной воде 3 мг/л с помощью регулятора температуры 7, регулирующего органа 6, установленного на трубопроводе греющей среды 5 водоподогревателя 4, и датчика концентрации диоксида углерода в декарбонизированной воде 8.

В схеме (рис. 5) заданное качество декарбонизации обеспечивается путем поддержания оптимальной величины расхода воздуха, подаваемого в декарбонизатор. Регулирование расхода воздуха проводится автоматически по заданному значению остаточного содержания CO_2 в декарбонизированной воде. Возможно также ручное регулирование расхода воздуха, например, с помощью шибера или осевого направляющего аппарата.

Области применения новых методов регулирования насадочных декарбонизаторов различны. Так, регулирование температуры (при этом расход воздуха остается неизменным, равным максимальному значению) целесообразно в теплофикационных установках с подогревом подпиточной воды паром производственного отбора турбин или в котельных, где вода перед водоподготовкой подогревается паром, вырабатываемым котлами, работающими на мазуте. Регулирование расхода воздуха экономично осуществлять в теплофикационных установках с подогревом воды перед декарбонизаторами

в конденсаторах турбин и (или) паром отопительного отбора, при этом температуру воды необходимо поддерживать на уровне 35-50 °С.

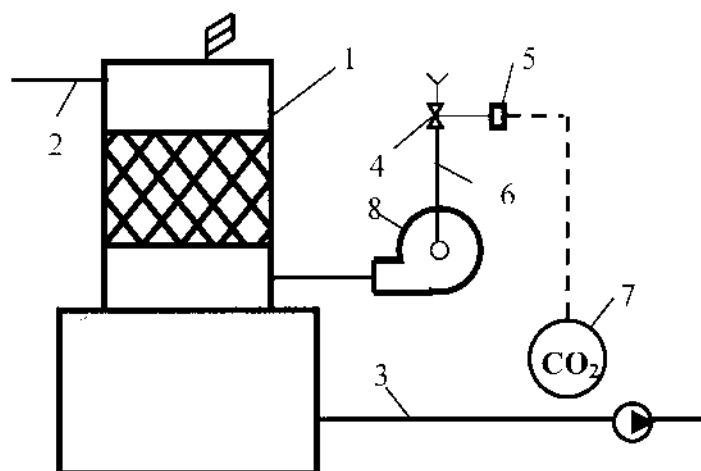


Рис. 5. Схема декарбонизационной установки с регулированием расхода воздуха [4]: 1-3 обозначения те же, что на рис. 3; 4 - регулирующий орган; 5 - регулятор температуры исходной воды; 6 - всасывающий воздуховод; 7 - датчик концентрации диоксида углерода; 8 - вентилятор

Управление процессом десорбции диоксида углерода в декарбонизаторах других конструкций также возможно с помощью регулирования температуры воды и расхода воздуха (при этом принцип регулирования останется прежним – по заданному остаточному содержанию CO_2), изменится лишь способ регулирования, например, расхода воздуха на декарбонизацию. Кроме того, для каждого из известных типов декарбонизаторов существуют свои режимные факторы, целесообразность регулирования которых может быть определена экспериментально.

На рис. 6 представлена схема водоподготовительной установки, в которой реализуется новая технология обезжелезивания подпиточной воды [3].

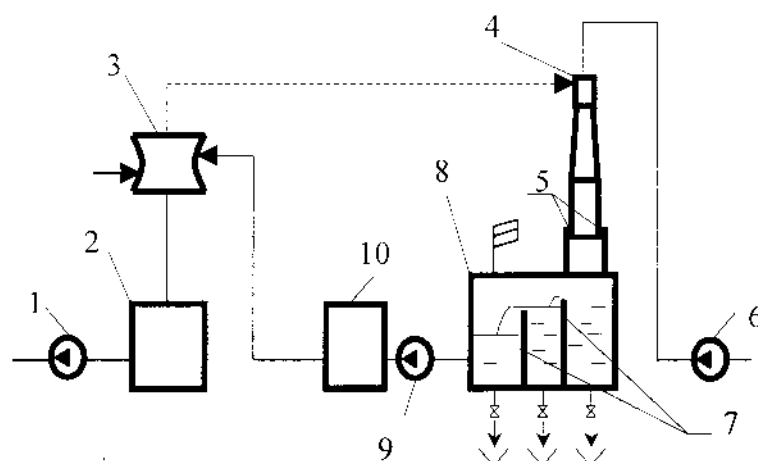


Рис. 6. Схема водоподготовительной установки с новой технологией обезжелезивания воды: 1, 6 - подпиточные насосы; 2 - бак-аккумулятор; 3 - вакуумный деаэратор; 4 - водоструйный эжектор; 5 - воздухозаборные окна; 7 - перегородки; 8 - бак водоструйного эжектора; 9 - насос; 10 - узел противонакипной обработки.

Основными особенностями новой технологии водоподготовки являются применение разомкнутой схемы включения водоструйного эжектора вакуум-

ного деаэратора и совмещение процессов отвода пара из деаэратора и аэрации подпиточной воды.

Эжекция атмосферного воздуха происходит за счет кинетической энергии струи подпиточной воды, падающей в бак после водоструйного эжектора вакуумного деаэратора, и позволяет перевести содержащиеся в исходной воде ионы железа Fe^{2+} в ионы Fe^{3+} без применения специального водоподготовительного оборудования. Образующиеся при аэрации хлопья гидрооксида железа отстаиваются в баке и периодически удаляются из него через дренажи. Кроме того, аэрация за счет эжекции воздуха потоком воды в ряде случаев позволяет обеспечить эффективную десорбцию диоксида углерода из подпиточной воды и отказаться от применения в схеме водоподготовительной установки декарбонизаторов, являющихся энергоемкими аппаратами [22].

Анализ энергетической эффективности разработанных технологий.

Энергетическая эффективность технологии декарбонизации с регулированием температуры воды и технологии обезжелезивания рассчитана методом эксергетического анализа. Подробный расчет эффективности технологии декарбонизации с регулированием температуры воды представлен в статье [27] этого же сборника. Здесь же отметим, что применение новой технологии декарбонизации позволяет снизить на 5-15 °С температуру исходной воды и на 5-30 % удельные затраты эксергии на декарбонизацию. Величина снижения удельных затрат эксергии при использовании разработанной технологии обезжелезивания составляет 1556 кДж/м³, что соответствует экономии 350 тонн условного топлива в год для водоподготовительной установки производительностью 300 м³/ч [22].

Для определения экономической эффективности технологии регулирования расхода воздуха по остаточному содержанию диоксида углерода, рассчитаны затраты на декарбонизацию без регулирования и с регулированием расхода воздуха. Поскольку температура воды в обоих случаях одинакова, для упрощения расчета затраты на нагрев воды не учитывались.

Величину расхода воздуха $D_{возд}$, м³/ч, необходимого и достаточного для обеспечения остаточного содержания CO_2 в воде 3 мг/л, можно определить, преобразовав уравнение регрессии (2):

$$D_{возд} = 16000[0,066G_{дв} - 9t_{дв} + C_{CO_2}^{исх} (5,1 + 0,005G_{дв} - 0,092t_{дв}) + 187] / (1,2 + 0,011C_{CO_2}^{исх}), \quad (4)$$

где $G_{об}$ – расход воды, т/ч; $t_{об}$ – температура воды, °С; $C_{CO_2}^{исх}$ – начальное содержание CO_2 , мг/л.

Затраты топлива на декарбонизацию (без учета затрат на подогрев воды перед декарбонизатором)

$$Z_m = \mathcal{E} n b_z + \Delta Q_{вып} n b_m, \quad (5)$$

где $\mathcal{E}$ – затраты электроэнергии на привод вентилятора, кВт; $\Delta Q_{вып}$ – потери теплоты с выпаром декарбонизатора, Гкал/ч; n – число часов эксплуатации декарбонизационной установки в год, ч/год; b_z – удельный расход условного топлива, кг/(кВтч); b_m – удельный расход условного топлива, кг/Гкал.

$$\mathcal{E} = p D_{возд} / \eta_v \eta_{эд}, \quad (6)$$

где p , $D_{возд}$ и η_v – соответственно давление, кПа, производительность, м³/с, и кпд вентилятора; $\eta_{эд}$ – кпд электродвигателя.

$$\Delta Q_{вып} = D_{возд} c_{возд} \rho_{возд} (t_{об} - t_n), \quad (7)$$

где $c_{возд}$, $\rho_{возд}$ – соответственно теплоемкость, Гкал/(кг·°С) и плотность, кг/м³, воздуха; $t_{об}$ и t_n – температура воды и наружного воздуха, °С.

Результаты расчета представлены графически на рис. 7.

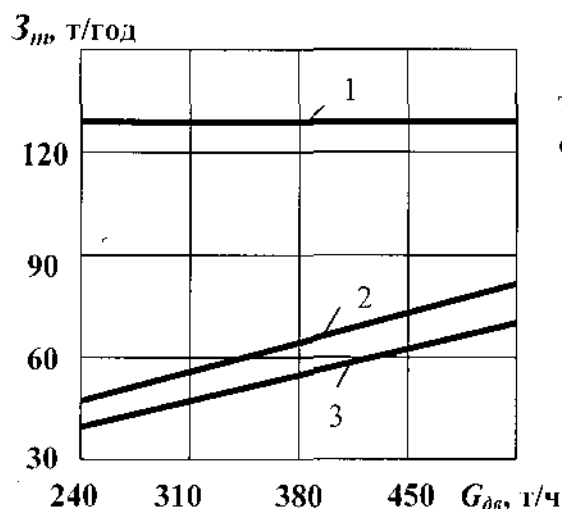


Рис. 7. Зависимости расхода условного топлива на декарбонизацию от расхода обрабатываемой воды:

- 1 - при постоянной величине расхода воздуха на декарбонизацию;
- 2 - при регулировании расхода воздуха по остаточному содержанию CO_2 дросселем;
- 3 - при регулировании расхода воздуха по остаточному содержанию CO_2 осевым направляющим аппаратом.

Зависимости построены при температуре воды 23°C

Как видно из рис. 7, экономия топлива оказывается весьма существенной, даже при температуре обрабатываемой воды 23°C. Если же условия электростанции позволяют нагревать воду перед декарбонизаторами до 35-40°C, экономия топлива будет больше. Из технико-экономического анализа разработанных технологий регулирования температуры воды и расхода

воздуха по остаточному содержанию CO_2 следует, что их применение приводит к сокращению затрат на декарбонизацию при одновременном обеспечении требуемого качества десорбции CO_2 .

Выводы

1. В работе представлены результаты исследования процесса обезжелезивания воды, процессов массообмена и аэрогидродинамики в технологиях десорбции диоксида углерода из воды, разработанные и внедренные на тепловых электростанциях новые энергосберегающие технологии аэрации воды.
2. В результате экспериментального исследования получены многофакторные математические модели работы декарбонизаторов насадочного типа, учитывающие влияние на массообменную эффективность аэрации расхода воздуха и начального содержания CO_2 .
3. С помощью многофакторных моделей исследовано влияние типа насадки декарбонизатора на массообменную и энергетическую эффективность десорбции диоксида углерода; разработаны рекомендации по выбору оптимального типа насадки декарбонизатора.
4. На основе анализа результатов многофакторного экспериментального исследования процесса аэрации разработан новый подход к управлению декарбонизаторами, в основу которого положено использование в качестве регулируемого параметра процесса декарбонизации заданной величины остаточного содержания диоксида углерода.
5. С помощью полученных математических моделей работы промышленных декарбонизаторов выбраны оптимальные параметры процесса декарбонизации, которые следует использовать в качестве регулирующих для повышения экономичности и массообменной эффективности десорбции CO_2 ; при эксплуатации декарбонизационных установок необходимо регулировать расход воздуха, подаваемого в декарбонизатор, в зависимости от количества и качества обрабатываемой воды; заданное качество декарбонизации может также обеспечиваться путем регулирования температуры обрабатываемой воды.
6. Новый подход к управлению декарбонизаторами реализован в технологиях декарбонизации воды на тепловых электростанциях. Полученные в результате экспериментов модели, описывающие эффективность десорбции CO_2 из подпиточной воды, позволяют оценить, до какого технологически приемлемого уровня и при каких условиях можно снизить энергетические

- затраты на нагрев воды и на подачу воздуха в декарбонизатор при использовании новых технологий, обеспечивая при этом требуемое качество декарбонизации.
7. С помощью методов термодинамического анализа оценены энергетические затраты на осуществление процесса декарбонизации по традиционной технологии без регулирования и разработанным технологиям с регулированием температуры воды и расхода воздуха. Применение новой технологии десорбции диоксида углерода, когда заданное качество декарбонизации обеспечивается путем поддержания оптимальной температуры исходной воды перед декарбонизатором, позволяет снизить на 5-15°C температуру воды и на 5-30% удельные затраты эксергии на декарбонизацию. Применение регулирования расхода воздуха по остаточному содержанию CO_2 позволяет снизить затраты условного топлива на декарбонизацию на 10-40%.
 8. Проведено технико-экономическое сравнение методов удаления диоксида углерода – физической десорбции в насадочных декарбонизаторах и химического связывания; определены области применения каждого из методов.
 9. Разработана энергосберегающая технология обезжелезивания воды в теплоэнергетических установках с вакуумными деаэраторами, которая позволяет осуществить процесс аэрации подпиточной воды без дополнительных капитальных и энергетических затрат, а в ряде случаев – обеспечить эффективную десорбцию CO_2 из подпиточной воды и отказаться от применения в схеме водоподготовительной установки декарбонизаторов. При использовании новой технологии обезжелезивания величина снижения удельных затрат эксергии составляет 1556 кДж/т, что соответствует экономии 350 тонн условного топлива в год для водоподготовительной установки производительностью 300 т/ч.
 10. Разработан новый метод определения сопротивления насадки декарбонизатора с помощью аэродинамической характеристики вентилятора. Проведено экспериментальное исследование аэрогидродинамических характеристик декарбонизатора, позволившее выполнить корректировку методики расчета аэрогидродинамических режимов декарбонизации. Уточненная методика позволяет выбирать вентилятор, обеспечивающий технологически необходимый удельный расход воздуха на декарбонизацию во всем диапазоне расходов обрабатываемой воды и требуемое качество десорбции CO_2 .

Список литературы

1. Патент № 2148021 (RU). МКИ С 02 F 1/20. Установка для декарбонизации воды/ В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 12.
2. Патент № 2148208 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ декарбонизации воды/ В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 12.
3. Патент № 2149285 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ подготовки подпиточной воды теплоэнергетических установок/ В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 14.
4. Патент № 2151951 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ декарбонизации воды/ В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. №18.
5. Патент № 2153628 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ подготовки подпиточной воды теплосети / В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 21.
6. Патент № 2153629 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ декарбонизации воды/В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 21.
7. Патент №2155713 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ декарбонизации воды/ В. И. Шарапов, М. А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 25.
8. Патент № 2160712 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ дегазации воды/ В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 35.
9. Патент № 2163567 (RU). МКИ С 02 F 1/20. Способ подготовки подпиточной воды теплосети/ В.И. Шарапов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2001. № 6.
10. *Кастальский А.А.* Проектирование устройств для удаления из воды растворенных газов в процессе водоподготовки. М.: Госстройиздат. 1957. 148 с.
11. *Комарчев И.Г., Качанова-Махова Н.И., Вайтман А.Б.* Многоступенчатый эжектор для удаления свободной углекислоты из воды// Промышленная энергетика. 1979. № 5. С. 23-25.
12. *Шарапов В.И., Сивухина М.А.* Декарбонизаторы. - Ульяновск: УлГТУ, 2000. 204 с.
13. *Сивухина М.А., Шарапов В.И.* Исследование массообменной эффективности насадочных декарбонизаторов большой производительности// Научно-технический калейдоскоп. 2000. № 3. С.94-99.
14. *Сивухина М.А., Шарапов В.И.* Экспериментальное исследование аэрогидродинамики насадочного декарбонизатора// Материалы Второй Российской научно-технической конференции «Энергосбережение в городском хозяйстве». Ульяновск: УлГТУ, 2000. С. 120 -122.
15. *Шарапов В.И.* Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
16. *Шарапов В., Дерябин А., Орлов М., Сивухина М., Цюра Д.* Экспериментальное исследование установки для подпитки системы теплоснабжения// Энергосбережение. 2000. № 1. С. 90,91.
17. *Шарапов В.И., Сивухина М.А.* Экспериментальное исследование аэрогидродинамики системы декарбонизатор – вентилятор// Энергосбережение. 2000. №1. С. 86, 87.
18. *Шарапов В.И., Сивухина М.А.* О влиянии типа насадки на массообменную и энергетическую эффективность декарбонизаторов// Энергосбережение. 1999. № 3. С. 12-14.

19. Шаранов В.И., Сивухина М.А. Об аэрогидродинамике системы декарбонизатор – вентилятор// Вестник УлГТУ. 2000. №1. С. 81-89.
20. Шаранов В.И., Сивухина М.А. Об определении удельного расхода воздуха в декарбонизаторах// Теплоэнергетика. 2000. №7. С. 28-30.
21. Шаранов В.И., Сивухина М.А., Цюра Д.В. Совершенствование методов управления тепломассообменными аппаратами тепловых электростанций// Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2000. № 3-4. С. 22-30.
22. Шаранов В.И., Сивухина М.А. Энергосберегающая технология аэрации воды в теплоэнергетических установках // Энергосбережение. 1999. № 1. С. 90,91.
23. Шаранов В.И., Сивухина М.А. Повышение экономичности методов аэрации воды в теплоэнергетических водоподготовительных установках// Состояние и перспективы развития электротехнологии. Тезисы докладов международной научно-технической конференции. Иваново: ИГЭУ. 1999. С. 172.
24. Шаранов В.И., Сивухина М.А., Цюра Д.В. Выбор параметров регулирования тепломассообменных аппаратов водоподготовительных установок электростанций// Материалы IV Международного Форума «Тепло- и массоперенос - 2000», т.10. Минск: АНК «ИТМО им. А. В. Лыкова» НАНБ, 2000. С.446-454.
25. Шаранов В.И., Сивухина М.А., Цюра Д.В. О новом подходе к повышению энергетической эффективности тепломассообменных аппаратов водоподготовительных установок// Проблемы повышения эффективности и надежности систем теплоэнергоснабжения. Материалы межвузовской научной конференции: Саратов. 1999. С. 60,61.
26. Шаранов В.И., Сивухина М. А. Выбор методов предотвращения углекислотной коррозии тепловых сетей// Электрические станции. 2001. № 3. С. 23-27.
27. Сивухина М.А. Методы оценки энергетической эффективности декарбонизаторов// Теплоэнергетика и теплоснабжение. Сборник трудов НИЛ «Теплоэнергетические системы и установки». Вып.1. Ульяновск. 2002. С. 122-132.

УДК 621.187.12

М. А. Сивухина

Методы оценки энергетической эффективности декарбонизаторов

Десорбция свободного диоксида углерода в теплоэнергетических водоподготовительных установках осуществляется в тепломассообменных аппаратах – декарбонизаторах, при этом для удаления CO_2 в декарбонизаторах различных типов требуются определенные затраты энергии. Величина энергетических затрат определяет экономическую эффективность аппаратов для десорбции CO_2 .

В настоящее время для оценки экономичности технологических процессов и аппаратов тепловых электрических станций применяются различные методы. Широко известны такие способы оценки экономичности, как метод составления теплового баланса [1], метод коэффициентов приращения мощности [2], метод определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении [3], эксергетический метод [4]. Целесообразность применения того или иного метода зависит от наличия набора исходных данных о работе исследуемой установки. При правильном использовании различных методов определения экономичности одной и той же установки результаты анализа, проведенного различными способами, не должны иметь значительных расхождений.

Исходными данными при исследовании экономичности декарбонизаторов являются температуры исходной и декарбонизированной воды в аппаратах, ее расход и давление, а также температура и расход воздуха, подаваемого для декарбонизации.

Для осуществления процесса десорбции CO_2 в декарбонизаторах расходуется энергия различных видов - тепловая и электрическая. Очевидно, что эти виды энергии имеют различную практическую ценность.

Тепловая энергия Q^{dk} , кДж, затрачивается на подогрев воздуха перед декарбонизаторами или на дополнительный подогрев воды для компенсации ее охлаждения в декарбонизаторах при отсутствии подогрева воздуха. Причем часть расходуемой тепловой энергии теряется с обрабатываемым

воздухом (выпаром), покидающим декарбонизатор. При этом практическая ценность теряемой теплоты зависит от параметров окружающей среды.

Электрическая энергия расходуется на подъем исходной воды к месту ввода ее в декарбонизатор, на создание технологически необходимого давления $P_{техн}$ перед прямоточными распылительными и вакуумно-эжекционными аппаратами и подачу воздуха вентиляторами в противоточных насадочных декарбонизаторах.

Расчет энергетической эффективности новых и существующих технологий декарбонизации подпиточной воды теплосети и добавочной питательной воды котлов базируется на разработанной в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» (НИЛ ТЭСУ) Ульяновского государственного технического университета методике, названной в лаборатории «Методикой ВИШ» [5].

Методика ВИШ характеризуется следующими признаками:

- Показатели энергетической эффективности рассчитываются как удельные, на 1 т или 1 м³ обрабатываемой воды.

В большинстве случаев это позволяет распространить результаты расчета на водоподготовительные установки различной производительности.

- Сравнение энергетической эффективности различных технологий водоподготовки производится при одинаковом качестве обработки воды, достигаемом при их использовании.

Понижение энергетических затрат на отдельные технологические процессы подготовки воды может быть получено за счет снижения качества обрабатываемой воды, однако такая экономия энергоресурсов может в конечном счете обернуться существенно большими капитальными и эксплуатационными затратами.

- Удельные показатели энергетической эффективности различных технологий водоподготовки рассчитываются при условии одинаковой величины нагрева воды в сравниваемых вариантах и, как правило, при одинаковых начальных температурах нагреваемых потоков.

В случае, если одна из сравниваемых технологий позволяет обеспечить заданное качество обработки воды при меньших конечных температурах воды, т.е. с меньшими энергетическими затратами, предполагается, что последующих подогрев обработанной воды до температуры, принятой за конечную для остальных вариантов, производится на электростанции с максимально возможной экономичностью.

- При расчете удельных показателей энергетической эффективности

различных технологий водоподготовки учитывается изменение мощности, затрачиваемой на собственные нужды электростанции (на привод насосов, перекачивающих потоки обрабатываемой воды или греющей среды подогревателей)

- Показатели энергетической эффективности рассчитываются методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей в тепловой схеме водоподготовки (УВЭТП) или методом удельных затрат эксергии на реализацию технологии водоподготовки.

Эксергетический метод основан на понятии эксергии, как максимально возможной работы, которую можно получить за счет имеющейся энергии системы в заданных условиях окружающей среды в случае, когда все процессы будут происходить без потерь энергии [4]. При использовании этого метода экономичность декарбонизаторов будет оцениваться через затраты эксергии $E^{эк}$, кДж, которая учитывает практическую ценность различных видов энергии (электрической, тепловой), затрачиваемых на декарбонизацию.

Существенным фактором, определяющим применимость метода, основанного на сопоставлении затрат энергии, для оценки экономичности процесса декарбонизации является то, что удаление из воды свободного диоксида углерода является одним из этапов в достаточно энергоемком процессе подготовки воды на ТЭЦ. В работе [4] указывается, что эксергетический метод позволяет выявить наиболее выгодный путь повышения совершенства как всего исследуемого процесса, так и отдельных его этапов. С этой целью осуществляется сравнение потерь эксергии на отдельных этапах процесса, далее изучаются возможности уменьшения этих потерь, которые заметно влияют на совершенство процесса. Затем выявляются наиболее приемлемые способы, позволяющие или уменьшить потери эксергии в результате улучшения протекания процесса на отдельном этапе, или создать новый этап, позволяющий полезно использовать потери эксергии на предыдущих этапах процесса. Так, в декарбонизационных установках существуют значительные потери эксергии в виде теплоты, уносимой с выпаром. Определить экономическую ценность теряемой теплоты, возможность ее уменьшения и целесообразность использования в установке возможно при применении метода, основанного на сопоставлении затрат эксергии.

Следует отметить, что метод, основанный на сопоставлении эксергетических затрат для определения эффективности десорбции CO_2 , дает возможность исследовать влияние на экономичность установки физико-

химических процессов, происходящих при декарбонизации (изменения концентрации диоксида углерода в воде и воздухе), а, следовательно, еще более расширить область исследования экономической эффективности процесса десорбции свободного диоксида углерода в декарбонизаторах различных типов.

При сравнении технологий декарбонизации с различным температурным режимом на ТЭЦ тепловую экономичность технологий можно определить методом определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении (УВЭТП) по сумме мощностей $\sum_{i=1}^n N_{m\phi i}$, развиваемых

на тепловом потреблении за счет отборов пара теплофикационных турбин на разных стадиях подогрева исходной воды. Этот метод позволяет оценить энергетическую эффективность работы всей теплофикационной установки, включая турбину, т. е. охарактеризовать влияние температурного режима декарбонизации на термодинамический цикл ТЭЦ.

Применение метода коэффициентов приращения мощности, являющегося, по существу, разновидностью метода УВЭТП, для оценки экономичности десорбции свободного диоксида углерода в декарбонизаторах менее целесообразно, так как он требует дополнительной информации о работе турбины. Это значительно усложняет процесс исследования экономичности работы декарбонизаторов водоподготовительных установок ТЭЦ.

Применение методов коэффициентов приращения мощности и определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении для оценки экономичности десорбции CO_2 существенно затрудняется при использовании вместо турбины других источников теплоты, например, в паровых и водогрейных котельных. Поэтому в котельных установках наиболее приемлемым методом оценки экономической эффективности декарбонизации воды является метод, основанный на сопоставлении затрат эксергии. Применение этого метода позволяет достаточно точно оценить экономичность удаления свободного диоксида углерода в декарбонизаторах различных типов, а также выявить наиболее рациональные пути повышения их эффективности. Оценку экономичности процессов декарбонизации с различными температурными режимами на ТЭЦ целесообразно проводить методом определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Оценим энергетическую эффективность способа регулирования температуры декарбонизируемой воды в насадочном декарбонизаторе по остаточному содержанию диоксида углерода [6] (рис. 1) с помощью эксергетического метода и метода удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Оценку будем проводить путем сравнения разработанного способа регулирования процесса декарбонизации и традиционного способа без регулирования.

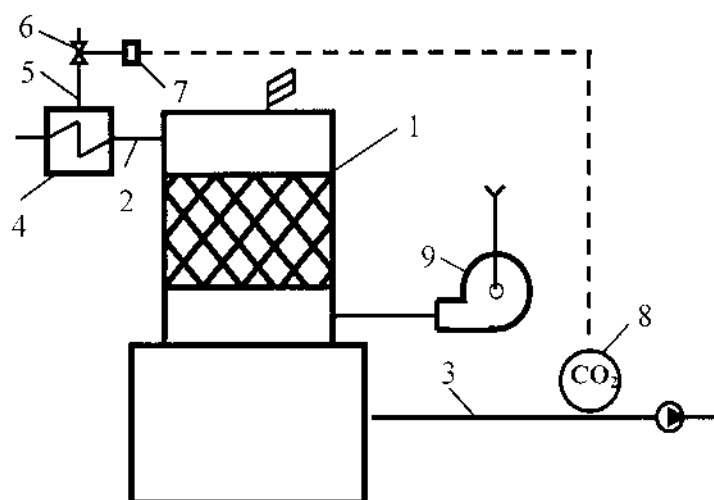


Рис. 1. Схема декарбонизационной установки с регулированием температуры обрабатываемой воды по остаточному содержанию CO_2 : 1 – декарбонизатор; 2 – трубопровод исходной воды; 3 – трубопровод декарбонизированной воды; 4 – водоподогреватель; 5 – трубопровод греющей среды; 6 – регулирующий орган; 7 – регулятор температуры исходной воды; 8 – датчик концентрации диоксида углерода; 9 – вентилятор декарбонизатора

Эксергетический метод. Выражение для определения температуры декарбонизируемой воды, необходимой и достаточной для обеспечения оптимального остаточного содержания диоксида углерода в количестве 3 мг/кг получим, преобразовав уравнение регрессии, описывающее десорбцию растворенного диоксида углерода в установке с декарбонизатором производительностью 550 т/ч с насадкой из колец Рашига [3]:

$$t_{0,8} = (0,0336G_{0,8} - 7,5Щ - 3,315)/(0,00064G_{0,8} - 0,125Щ - 0,047). \quad (1)$$

Величины расходов декарбонизируемой воды $G_{0,8}$ подставляются в формулу (1) в т/ч, щелочности декарбонизируемой воды $Щ$ – в мг-экв/дм³.

Удельные затраты эксергии на декарбонизацию 1 м³ воды $E^{\partial\kappa}$, кДж/м³, определяются по формуле

$$E^{\partial\kappa} = E_{\varepsilon}^{\partial\kappa} + E_m^{\partial\kappa} - E_{o,\partial}, \quad (2)$$

где $E_{\varepsilon}^{\partial\kappa}$ - затраты эксергии на декарбонизацию в виде электроэнергии, кДж/м³; $E_m^{\partial\kappa}$ - затраты эксергии в виде теплоты на нагрев декарбонизируемой воды, кДж/м³; $E_{o,\partial}$ - эксергия декарбонизированной воды, кДж/м³.

Величина эксергии $E_{\varepsilon}^{\partial\kappa}$, кДж/м³, для насадочных декарбонизаторов, наиболее распространенных в отечественной теплоэнергетике, численно равна затратам электроэнергии на привод вентилятора декарбонизатора и на транспорт воды и определяется по формуле

$$E_{\varepsilon}^{\partial\kappa} = (pD_{\text{возд}} / \eta_{\text{в}} + \gamma HG_{o,\partial} / \eta_{\text{н}})h, \quad (3)$$

где p - давление, создаваемое вентилятором, кПа; $D_{\text{возд}}$ - расход воздуха на декарбонизацию 1 м³ воды, м³/с; $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{н}}$ - КПД вентилятора и насоса; H - напор, создаваемый насосом декарбонизированной воды, м.вод.ст; $G_{o,\partial}$ - количество декарбонизируемой воды, м³; γ - удельный вес воды, Н/м³; h - время работы вентилятора и насоса, с.

При подогреве исходной перед декарбонизатором паром величина $E_m^{\partial\kappa}$, кДж/м³, рассчитывается по формуле

$$E_m^{\partial\kappa} = D[h_n - h_{\kappa} - T_o(s_n - s_{\kappa})], \quad (4)$$

где D - расход пара, используемого для подогрева воды перед декарбонизатором (из расчета на 1 м³ декарбонизируемой воды), кг/м³; h_n , h_{κ} - энтальпии рабочего тела (пара) и конденсата, кДж/кг; s_n , s_{κ} - энтропии рабочего тела и конденсата, кДж/(кг·К); T_o - абсолютная температура окружающей среды, К.

Эксергия 1 м³ декарбонизированной воды с абсолютной температурой $T_{o,\partial}$ находится по формуле

$$E_{o,\partial} = G_{o,\partial} c_{o,\partial} (T_{o,\partial} - T_{u,\partial}) (1 - T_o / T_{o,\partial}), \quad (5)$$

где $G_{o,\partial}$, $c_{o,\partial}$ - расход (в данной формуле $G_{o,\partial} = 1000$ кг) и теплоемкость, кДж/(кг·К), декарбонизированной воды; $T_{u,\partial}$ - температура исходной воды до подогрева, К.

В качестве параметров окружающей среды принимаются параметры исходной воды до подогрева, т.е. $T_o = T_{u,\partial}$.

На рис. 2 с помощью выражений (1) – (5) построены зависимости технологически необходимых температуры декарбонизируемой химически очищенной воды, используемой в качестве регулирующего параметра, и удельных затрат эксергии на декарбонизацию $E^{ок}$, МДж/м³, от нагрузки декарбонизатора при регулировании по заданному остаточному содержанию диоксида углерода 3 мг/кг (линии 1 и 2) и при отсутствии регулирования в традиционных способах декарбонизации (линии 3 и 4).

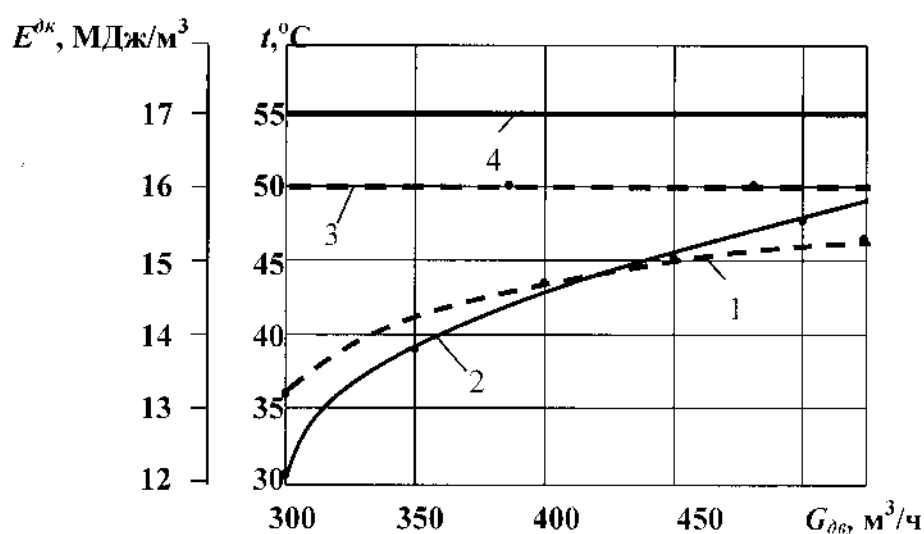


Рис. 2. Зависимости технологически необходимых температуры исходной воды (пунктирные линии) и удельных затрат эксергии на декарбонизацию (сплошные линии) от нагрузки декарбонизатора насадочного типа с максимальной производительностью 550 т/ч при новом способе регулирования параметров процесса декарбонизации (линии 1 и 2) и традиционном способе декарбонизации без регулирования (линии 3 и 4). Зависимости построены при щелочности декарбонизируемой воды $Щ=0,5$ мг-экв/дм³

Метод удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Рассчитав значения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении $V_{тф}$, получаемой за счет отборов пара на подогрев 1 м³ декарбонизируемой воды, при различных температурных режимах процесса, находим их разность $\Delta V_{тф}$. Эта разность показывает, насколько увеличилась мощность, вырабатываемая электростанцией на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев воды. Увеличение выработки электроэнергии на тепловом потреблении приводит к снижению конденсационной мощности на эту же величину. Как известно, удельные расходы топлива на выработку электроэнергии по конденсационному циклу значительно больше удельных

расходов топлива на выработку электроэнергии по теплофикационному циклу. Таким образом, увеличение мощности на тепловом потреблении за счет отборов пара приводит к уменьшению расхода топлива на ТЭЦ.

Энергетическая эффективность регулирования температуры декарбонизируемой воды по остаточному содержанию CO_2 по величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении $v_{m\phi}$, кВт·ч/м³, (УВЭТП), получаемой за счет отборов пара на подогрев 1 м³ декарбонизируемой воды [7]:

$$v_{m\phi} = \sum N_{m\phi i} / G_{подн}, \quad (6)$$

где $\sum N_{m\phi i}$ – сумма мощностей, развиваемых теплофикационной турбоустановкой на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев подпиточной воды теплосети перед декарбонизаторами и после деаэраторов, кВт; $G_{подн}$ – расход обрабатываемой подпиточной воды, м³/ч.

В расчете принималось, что величина нагрева воды в деаэраторе постоянна и равна 10 °С.

Мощность $N_{m\phi i}$ развиваемая паром при подогреве теплоносителей на i -м участке схемы установки, определяется по формуле

$$N_{m\phi} = \kappa_r D_r (i_0 - i_i) \eta_{\Sigma} \eta_M, \quad (7)$$

где D_r , i_i – расход, кг/с, и энтальпия, кДж/кг, пара, используемого для подогрева теплоносителей на i -м участке схемы; i_0 – энтальпия острого пара, кДж/кг; η_{Σ} , η_M – электрический и механический КПД; κ_r – коэффициент, учитывающий регенеративный подогрев конденсата пара отборов турбины.

Годовую экономию условного топлива ΔB , т/год, при переходе от традиционных методов декарбонизации без регулирования к новым, с регулированием температуры обрабатываемой воды, можно определить по формулам [8]

$$\Delta B = 2,78 \cdot 10^{-10} \Delta E b_{\Sigma} G'_{подн}; \quad (8)$$

$$\Delta B = 10^{-6} \Delta v_{m\phi} \Delta b_{\Sigma} G'_{подн}. \quad (9)$$

где ΔE и $\Delta v_{m\phi}$ – изменения удельных затрат эксергии на декарбонизацию, кДж/м³, и удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев воды перед декарбонизаторами, кВт·ч/м³; $G'_{подн}$ – годовой расход декарбонизированной воды, м³/год; b_{Σ} – удельный расход условного топлива на отпуск электрической энергии, г/кВт·ч; Δb_{Σ} – разность удельных расходов условного топлива на выработку электри-

ческой энергии по конденсационному и теплофикационному циклам, г/кВт·ч.

На рис. 3 представлены зависимости годовой экономии условного топлива от расхода декарбонизируемой воды при использовании технологии регулирования температуры воды по остаточному содержанию CO_2 , полученные при расчете эксергетическим методом и методом УВЭТП.

Как видно из рис. 3, экономия топлива, полученная при расчете методом УВЭТП, выше величины экономии, определенной эксергетическим методом. Поскольку методом УВЭТП определяется общестанционная экономия топлива, а эксергетическим методом — экономия, полученная непосредственно в декарбонизационной установке, то разность между величинами ΔB , полученными методами УВЭТП и эксергетическим, характеризует влияние новых технологий управления процессом декарбонизации на совершенствование термодинамического цикла ТЭЦ. Аналогичный вывод был сделан ранее при исследовании энергетической эффективности термических деаэраторов [8].

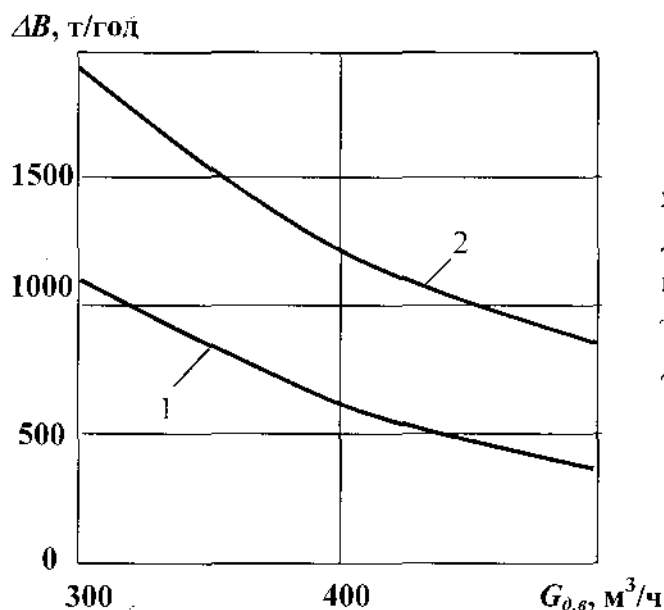


Рис. 3. Зависимости годовой экономии условного топлива от расхода декарбонизируемой воды при использовании технологии регулирования температуры воды по остаточному содержанию CO_2 , полученные при расчете:
1 — эксергетическим методом;
2 — методом УВЭТП

При использовании технологии декарбонизации с регулированием температуры обрабатываемой воды по остаточному содержанию CO_2 происходит увеличение мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении. Связано это с изменением расходов пара различного потенциала на подогрев потоков подпиточной воды.

Регулирование температуры декарбонизируемой воды по остаточному содержанию диоксида углерода целесообразно осуществлять на ТЭЦ, где по-

догрев воды перед водоподготовительной установкой осуществляется паром производственного отбора. Далее происходит контактный подогрев воды в вакуумном деаэраторе и заключительный подогрев в сетевых подогревателях паром низкопотенциального отопительного отбора. При такой схеме подогрева подпиточной воды разработанная технология регулирования температуры декарбонизируемой воды позволяет снизить температуру воды перед декарбонизацией и, следовательно, уменьшить расход пара производственного отбора и увеличить расход пара отопительного отбора. Таким образом, происходит увеличение мощности, вырабатываемой на тепловом потреблении за счет отборов пара.

Если подогрев подпиточной воды перед декарбонизаторами на ТЭЦ осуществляется во встроенных пучках конденсаторов турбин или паром отопительного отбора, а также при подготовке подпиточной воды в котельных установках, регулирование температуры декарбонизируемой воды нецелесообразно. В этих случаях управление процессом декарбонизации экономично осуществлять путем регулирования расхода воздуха по остаточному содержанию CO_2 [9].

Методами эксергетического анализа также можно рассчитать общестанционную экономию топлива от применения новых технологий управления процессом декарбонизации с регулированием температуры воды, однако такой расчет во много раз сложнее расчета с помощью метода УВЭТП.

При подготовке подпиточной воды теплосети после декарбонизации воды осуществляется процесс деаэрации, в котором происходит помимо удаления растворенных газов нагрев воды. Процесс деаэрации является более энергоемким, чем процесс декарбонизации. Учитывая промежуточное положение декарбонизаторов в схемах подготовки подпиточной воды, рассмотрение технологий декарбонизации и определение их экономичности правильнее проводить совместно с технологиями деаэрации. В статье показана возможность определения энергетической эффективности технологий декарбонизации эксергетическим методом и методом удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Выводы

1. В котельных установках наиболее приемлемым методом оценки экономической эффективности декарбонизации воды является метод, основанный на сопоставлении затрат эксергии. Применение этого метода

позволяет достаточно точно оценить экономичность удаления свободного диоксида углерода в декарбонизаторах различных типов, а также выявить наиболее рациональные пути повышения их эффективности.

2. При сравнении технологий декарбонизации с различным температурным режимом на ТЭЦ тепловую экономичность технологий можно определить методом определения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении по сумме мощностей, развиваемых на тепловом потреблении за счет отборов пара теплофикационных турбин на разных стадиях подогрева исходной воды.

Список литературы

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. М.: Энергоатомиздат. 1983. 416 с.
2. Мошкарин А.В. Методы анализа тепловой экономичности и способы проектирования энергообъектов ТЭС. Дис...доктора техн. наук. М.: МЭИ. 1996.
3. Шаранов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
4. Эксергетические расчеты технических систем. Справочное пособие/ Под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. Киев: Наукова думка. 1991. 360 с.
5. Расчет энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ/ В.И. Шаранов, П.Б. Пазушкин, Д.В. Цюра, Е.В. Макарова. Учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ. 2002. 112 с.
6. Патент № 2153628 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ подготовки подпиточной воды теплосети / В.И. Шаранов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 21.
7. Шаранов В.И. Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М.: СПО ОРГРЭС. 1997. 20 с.
8. Шаранов В.И., Цюра Д.В. О методах оценки энергетической эффективности технологий управления процессами термической деаэрации воды на тепловых электростанциях// Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике и промышленности. Материалы 3-й Российской научно-технической конференции: Ульяновск: УлГТУ, 2001. С. 289-292.
9. Патент № 2151951 (RU). МКИ F 22 D 1/50. Способ декарбонизации воды/ В.И. Шаранов, М.А. Сивухина// Бюллетень изобретений. 2000. № 18.

УДК 621.311.22

Е. В. МАКАРОВА

Совершенствование схем вакуумной деаэрации добавочной питательной воды котлов ТЭЦ

Традиционные схемы деаэрации добавочной питательной воды

Надежность эксплуатации теплоэнергетического оборудования тепловых электростанций в значительной мере зависит от способа противокоррозионной обработки воды, так как одной из основных причин, вызывающих нарушение нормальной работы оборудования, является внутренняя коррозия.

Наиболее эффективным средством снижения интенсивности внутренней коррозии паровых котлов и трубопроводов на тепловых электростанциях является термическая деаэрация. Деаэрация добавочной питательной воды, как правило, осуществляется в атмосферных или вакуумных деаэраторах. Анализ показывает, что в типовых схемах дегазации добавочной питательной воды имеются значительные резервы повышения эффективности.

Так, применение наиболее распространенных деаэраторов атмосферного давления в схемах деаэрации добавочной питательной воды (рис. 1) неэффективно из-за малой производительности атмосферных аппаратов и низкого качества деаэрации при больших нагрузках.

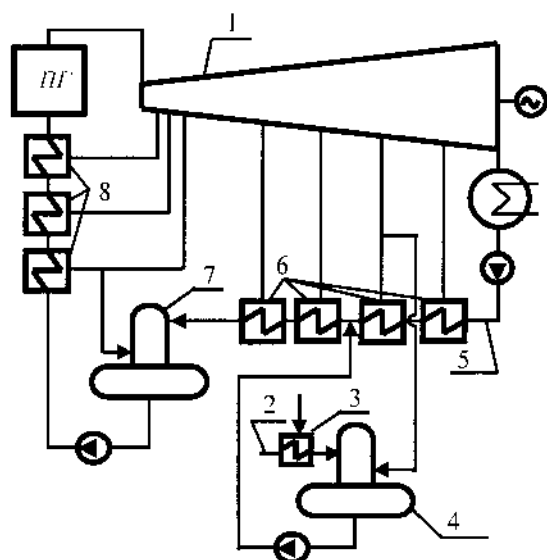


Рис. 1. Схема подготовки добавочной питательной воды в деаэраторе атмосферного давления: 1 – турбина; 2 – трубопровод исходной воды; 3 – подогреватель исходной воды; 4 – атмосферный деаэратор; 5 – тракт основного конденсата; 6 – подогреватели низкого давления; 7 – деаэратор повышенного давления; 8 – подогреватели высокого давления

Обработка воды в вакуумных деаэраторах позволяет исключить неречисленные недостатки, а также существенно повысить экономичность тепловых электростанций за счет эксплуатации вакуумных деаэрационных установок с пониженной температурой теплоносителей для обеспечения максимальной загрузки низкопотенциальных отборов пара турбин. Это невозможно в теплофикационных установках с атмосферными деаэраторами из-за высокой температуры деаэрированной воды.

Согласно [1] оптимальным температурным режимом подготовки добавочной питательной воды, при котором обеспечивается требуемое качество и максимальная тепловая экономичность вакуумной деаэрации, является режим со следующими параметрами теплоносителя:

- температура обессоленной воды перед деаэраторами 35-45 °С;
- температура воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах, 90-100 °С (при использовании в качестве греющего агента пара из отборов турбины его параметры определяются характеристиками отбора турбины, из которого пар подается в деаэраторы);
- подогрев деаэрируемой воды в деаэраторах 10-20 °С.

Традиционная схема [2] включения вакуумного деаэратора в цикл подготовки добавочной питательной воды, представленная на рис. 2, предусматривает подогрев исходной воды 1 перед химводоочисткой 2 и вакуумным деаэратором 3 до температуры $t_{ис} = t_{хов} = 25-30$ °С в пароводяном подогревателе 4, подключенном к отопительному отбору пара турбины 5, и в охладителе производственного конденсата 6. В качестве греющего агента в деаэратор подается охлажденный до температуры $t_{с.а} = 55-60$ °С производственный конденсат 7, прошедший конденсатоочистку. При недостаточном количестве конденсата предусмотрена подача в вакуумный деаэратор 3 пара производственного отбора 8. Деаэрированная вода направляется в трубопровод основного конденсата 9 и подогревается в системе регенерации турбин.

Низкая температура производственного конденсата не позволяет обеспечить эффективную вакуумную деаэрацию добавочной питательной воды, что существенно снижает надежность работы тепловой электростанции. Кроме того, возврат конденсата от потребителя, как правило, не достигает проектных значений, поэтому на большинстве ТЭЦ основным греющим агентом является пар производственного отбора. Использование в качестве греющей среды пара производственного отбора с давлением 0,6 МПа (6 кгс/см²) и более снижает экономичность работы станции из-за того, что

тепло, полученное добавочной водой от пара высокого потенциала, вытесняет в регенеративных подогревателях низкого давления тепло низкопотенциальных регенеративных отборов турбины.

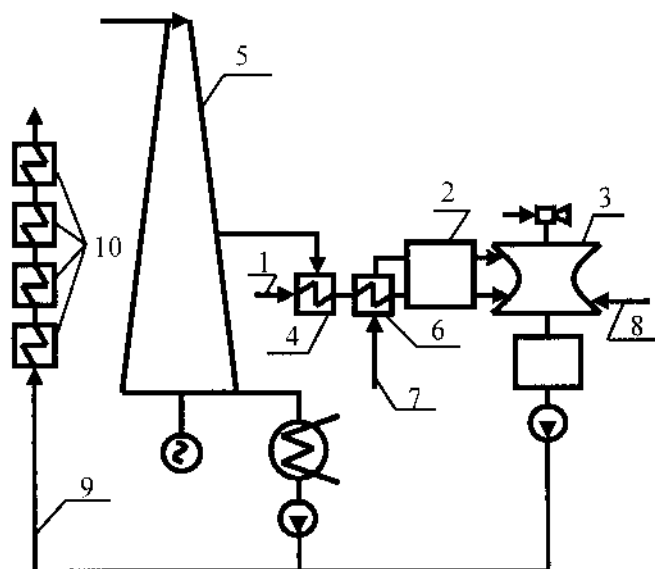


Рис. 2. Типовая схема подготовки добавочной питательной воды в вакуумном деаэраторе [2]: 1 – трубопровод исходной воды; 2 – химводоочистка; 3 – вакуумный деаэратор; 4 – пароводяной подогреватель; 5 – турбина; 6 – охладитель производственного конденсата; 7 – трубопровод производственного конденсата; 8 – паропровод пара производственного отбора; 9 – тракт основного конденсата турбины; 10 – регенеративные подогреватели

Таким образом, существующие схемы вакуумной деаэрации добавочной питательной воды не позволяют в полной мере использовать возможности применения для деаэрации дешевых низкопотенциальных источников теплоты, в связи с чем назрела настоятельная необходимость в совершенствовании схем водоподготовки.

С этой целью в научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ разработаны и запатентованы схемы подготовки добавочной питательной воды, основным отличием которых является использование для вакуумной деаэрации теплоносителей возможно меньшего энергетического потенциала [3, 4].

Рассмотрим подробнее новые схемы вакуумной деаэрации добавочной питательной воды, предварительно разделив их на две группы:

- 1) схемы подачи греющего агента в вакуумные деаэраторы;
- 2) схемы подогрева исходной воды перед вакуумными деаэраторами.

Схемы подачи греющего агента для вакуумной деаэрации добавочной питательной воды

Поиск решений, позволяющих учесть и по возможности исключить недостатки существующей схемы включения вакуумного деаэратора добавочной питательной воды (рис. 2), привел к разработке новых схем подачи

греющего агента для вакуумной деаэрации воды, служащей для подпитки паровых котлов [5-12].

В разработанных схемах учтена возможность эффективной дегазации добавочной питательной воды в вакуумных деаэраторах при пониженной температуре теплоносителей, что позволяет упростить схему, исключив подогреватели греющего агента.

На рис. 3 приведена схема подготовки добавочной питательной воды в вакуумном деаэраторе с использованием в качестве греющего агента основного конденсата турбины [5, 6].

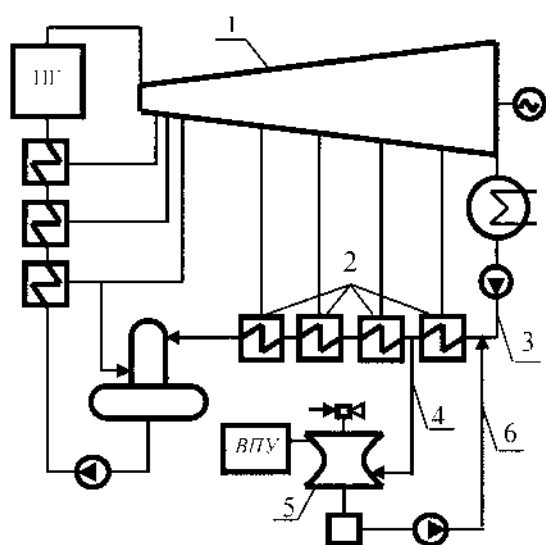


Рис. 3. Схема вакуумной деаэрации добавочной питательной воды с использованием в качестве греющего агента основного конденсата турбины [5, 6]: 1 – турбина; 2 – регенеративные подогреватели низкого давления; 3 – тракт основного конденсата турбины; 4 – вакуумный деаэратор; 5 – трубопровод греющего агента вакуумного деаэратора; 6 – трубопровод деаэрированной воды

В предложенной схеме отработавший в паровой турбине 1 пар конденсируют в конденсаторе, после которого основной конденсат последовательно подогревают в регенеративных подогревателях низкого давления 2, 3, 4, 5. Утечки питательной воды из пароводяного цикла тепловой электрической станции компенсируют добавочной питательной водой, которую деаэрируют в вакуумном деаэраторе 7. Греющим агентом в вакуумном деаэраторе служит основной конденсат турбины, отобранный после регенеративного подогревателя, перед которым деаэрированную добавочную питательную воду смешивают с основным конденсатом турбины. Это позволяет обеспечить достаточную для эффективной деаэрации разность температур между греющим агентом и добавочной питательной водой. Далее основной конденсат турбины с добавочной питательной водой деаэрируют в деаэраторе повышенного давления и питательным насосом подают в подогреватели высокого давления и паровой котел.

Предложенное решение позволяет обеспечить эффективную вакуумную деаэрацию добавочной питательной воды с использованием для нагрева греющего агента низкопотенциальных регенеративных отборов пара, т.е. повысить надежность и экономичность работы тепловой электрической станции. Представленная на рис. 3 схема предназначена для ТЭЦ с относительно небольшим расходом добавочной питательной воды.

Особенностью схемы, приведенной на рис. 4 а, является использование в качестве греющего агента в вакуумном деаэраторе конденсата регенеративного подогревателя, перед которым деаэрированную добавочную питательную воду смешивают с основным конденсатом турбины [7, 8].

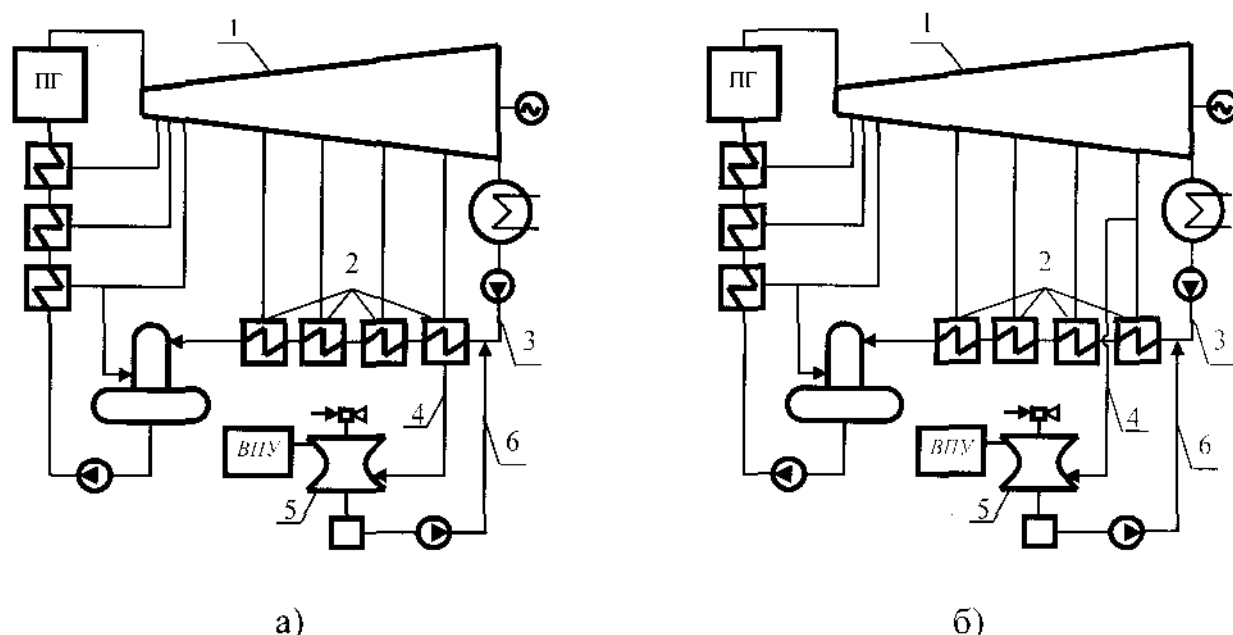


Рис. 4. Схемы вакуумной деаэрации добавочной питательной воды с использованием в качестве греющего агента: а) конденсата регенеративного подогревателя [7, 8], б) пара отопительного отбора [9, 10]. Обозначения те же, что на рис. 3

Нормативное качество деаэрации достигается за счет достаточной разности температур между конденсатом регенеративного подогревателя и добавочной питательной водой.

Схема подготовки добавочной питательной воды на рис. 4 б предусматривает применение в качестве греющей среды для вакуумной деаэрации пара регенеративного отбора, подаваемого в регенеративный подогреватель, перед которым деаэрированную добавочную воду смешивают с основным конденсатом турбины [9, 10].

Повысить надежность и экономичность работы тепловой электрической станции можно также путем использования в качестве греющего агента в вакуумном деаэраторе конденсата греющего пара сетевого подогревателя [11, 12]. Данная схема представлена на рис. 5. Применение предложенной схемы возможно на тепловых электростанциях со значительным расходом добавочной питательной воды.

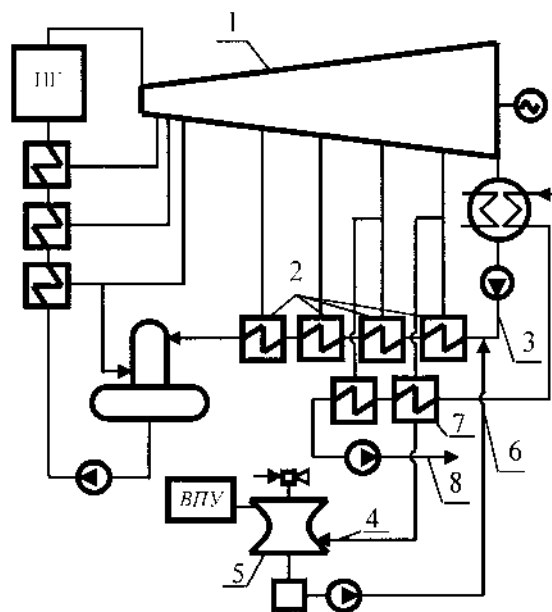


Рис. 5. Схема вакуумной деаэрации добавочной питательной воды с использованием в качестве греющего агента конденсата сетевого подогревателя [11, 12]: 1-6 -- обозначения те же, что на рис. 3; 7 -- сетевой подогреватель; 8 -- сетевой трубопровод

В качестве греющего агента в вакуумном деаэраторе может применяться и питательная вода, отобранная после деаэратора повышенного давления (рис. 6).

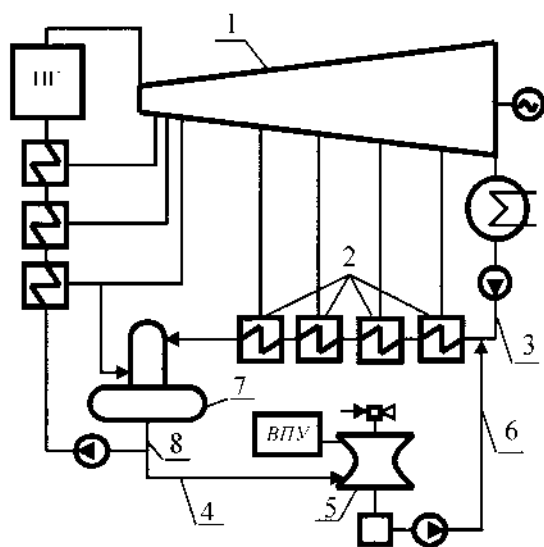


Рис. 6. Схема вакуумной деаэрации добавочной питательной воды с использованием в качестве греющего агента питательной воды: 1-6 -- обозначения те же, что на рис. 3; 7 -- деаэратор повышенного давления; 8 -- трубопровод питательной воды

При реализации схемы (рис. 6) качество вакуумной деаэрации улучшается как за счет постоянства температур греющей среды, так

и благодаря использованию в качестве греющего агента глубоко деаэрированной питательной воды. Простота и эффективность этой схемы дегазации добавочной питательной воды позволяет рекомендовать ее для использования на тепловых электростанциях, работающих без возврата или с малым возвратом конденсата от потребителей.

Оценку тепловой экономичности теплофикационных турбоустановок с вакуумными деаэраторами целесообразно производить по величине удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении ν_{mf} , кВт·ч/м³, получаемой за счет отборов пара на подогрев 1 м³ обрабатываемой воды [1, 13, 15]:

$$\nu_{mf} = \frac{\left(\sum_{i=1}^n N_{mf,i} + N_{рег,i} - N_{сн}^{за} \right)}{G_{доб}}, \quad (1)$$

где $G_{доб}$ – расход обрабатываемой добавочной питательной воды, м³/ч; $N_{сн}^{за}$ – мощность, затрачиваемая на привод насосов, перекачивающих в контуре установки воду, используемую в качестве греющего агента для вакуумной деаэрации, кВт; $\sum_{i=1}^n N_{mf,i}$ – сумма мощностей, развиваемых теплофикационной турбоустановкой на тепловом потреблении за счет отборов пара на подогрев теплоносителей, кВт; $N_{рег,i}$ – мощность, вырабатываемая на тепловом потреблении за счет отбора пара на регенеративный подогрев конденсата пара, кВт.

Значение N_{mf} , кВт, определяется по формуле:

$$N_{mf} = D_i (i_0 - i_i) \eta_{\varepsilon} \eta_m, \quad (2)$$

где D_i , i_i – расход, кг/с, и энтальпия, кДж/кг, пара, используемого в качестве греющего агента на i -м участке схемы; i_0 – энтальпия свежего пара, кДж/кг; η_{ε} и η_m – электрический и механический КПД турбогенератора.

Для определения $N_{рег}$ реальную схему регенеративного подогрева конденсата заменяем условной схемой, состоящей из одного регенеративного подогревателя. В этот регенеративный подогреватель поступает часть добавочной питательной воды и нагревается в нем от своей начальной температуры до температуры питательной воды. Методика упрощенного расчета тепловых схем [13] позволяет определить $N_{рег}$ с помощью введения

в формулу условного эквивалентного регенеративного отбора, который выбирается таким образом, чтобы выработка электрической энергии на базе теплоты, отведенной в этот условный регенеративный отбор, была теоретически такой же, как при многоступенчатом подогреве конденсата в регенеративной схеме.

$$N_{рег} = D_{рег} (i_0 - i_{рег}) \eta_{\Sigma} \eta_{м}, \quad (3)$$

где $D_{рег}$ – расход пара на регенерацию, кг/с; $i_{рег} = 0,5(i_0 + i_i)$ – энтальпия условного эквивалентного регенеративного отбора, кДж/кг; i_i – энтальпия i -го отбора, кДж/кг.

Мощность $N_{сн}^{за}$, кВт, затрачиваемая на привод насосов, вычисляется по формуле:

$$N_{сн}^{за} = \frac{pG}{\eta_n}, \quad (4)$$

где p – давление, создаваемое насосом, Па; G – расход воды, используемой в качестве греющего агента, кг/с; η_n – КПД насоса.

Сопоставим экономичность традиционной (рис. 2) и новых (рис. 3-6) схем подачи греющего агента для вакуумной деаэрации добавочной питательной воды, используя данную методику.

Расчет производим для турбины Т-110-130, работающей по электрическому графику. Параметры воды и пара приведены на рис. 7 [14].

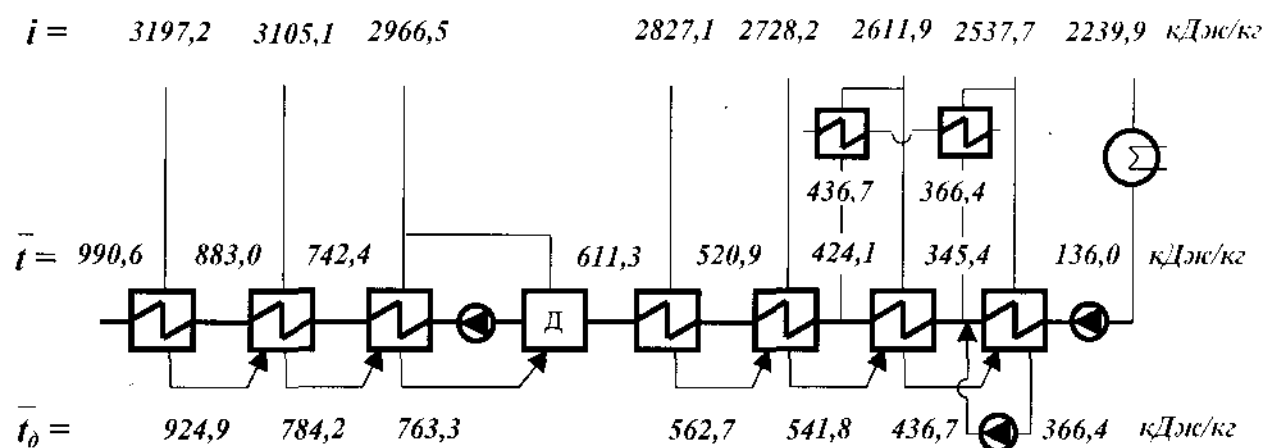


Рис. 7. Параметры воды и пара в теплофикационной турбоустановке

Необходимым условием при сравнении рассматриваемых схем подогрева добавочной питательной воды является равная или близкая

эффективность обработки воды, поэтому принимаем для сравниваемых вариантов одинаковыми следующие параметры режима:

1. Расход обрабатываемой воды $G_{доб} = 100$ т/ч.
2. Температура исходной воды $t_{и.в.} = 10$ °C ($\bar{t}_{и.в.} = 41,87$ кДж/кг).
3. Температура воды перед вакуумным деаэратором (после подогревателя исходной воды) $t_{нив} = 35$ °C ($\bar{t}_{нив} = 146,54$ кДж/кг).
4. Энтальпия острого пара $i_0 = 3517$ кДж/кг.
5. Температура деаэрированной воды $t_{д.в.} = 60$ °C ($\bar{t}_{д.в.} = 251,21$ кДж/кг).
6. Электромеханический КПД турбогенератора $\eta_{э}\eta_{м} = 0,98$.

Особенность расчета сравниваемых вариантов заключается в том, что для схем, представленных на рис. 3, 4а, 5, 6, значение $N_{мф} = 0$, в результате чего изменение их экономичности обусловлено только мощностью $N_{рег.}$, вырабатываемой на тепловом потреблении за счет регенеративного подогрева добавочной питательной воды [3, 4].

1. Греющим агентом для вакуумной деаэрации служит пар производственного отбора (типовой вариант) (рис. 2). Деаэрированная вода в тракт основного конденсата турбины подается перед первым регенеративным подогревателем низкого давления ПНД1.

Расход греющего агента $D_{га}$, кг/с, для вакуумной деаэрации определяется из уравнения теплового баланса для вакуумного деаэратора:

$$D_{мф.1} = D_{г.1}^{га} = \frac{G_{доб}(\bar{t}_{д.в.} - \bar{t}_{нив})}{i_n - \bar{t}_{д.в.}} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot (251,2 - 146,54)}{(2966,5 - 251,21) \cdot 3600} = 1,07 \text{ кг/с}, \quad (5)$$

где i_n – энтальпия пара производственного отбора, кДж/кг.

Определяем мощность $N_{мф.1}$, развиваемую на тепловом потреблении за счет отбора греющего пара производственного отбора на вакуумный деаэратор,

$$N_{мф.1} = D_{мф.1}(i_0 - i_n)\eta_{э}\eta_{м} = 1,07 \cdot (3517 - 2966,5) \cdot 0,98 = 577,25 \text{ кВт}. \quad (6)$$

Введем в схему условный регенеративный подогреватель (рис. 8).

Для схемы принят один эквивалентный отбор с энтальпией

$$i_{рег.1} = 0,5(i_0 + i_m^H) = 0,5 \cdot (3517 + 2537,7) = 3027,35 \text{ кДж/кг}, \quad (7)$$

где $\bar{t}_m^H$ – энтальпия пара нижнего теплофикационного отбора, кДж/кг.

Из уравнения теплового баланса условного регенеративного подогревателя определяем расход пара на регенерацию:

$$D_{рег.1} = \frac{D_{мф.1}(\bar{t}_{н.с.} - t_{д.с.})}{i_{рег.1} - t_{н.с.}} = \frac{1,07 \cdot (990,6 - 251,2)}{3027,35 - 990,6} = 0,388 \text{ кг/с}, \quad (8)$$

где $t_{н.с.}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Вычисляем мощность $N_{рег.1}$, вырабатываемую за счет отбора пара на условный регенеративный подогреватель,

$$N_{рег.1} = D_{рег.1}(i_0 - i_{рег.1})\eta_p\eta_m = 0,388 \cdot (3517 - 3027,35) \cdot 0,98 = 186,18 \text{ кВт}. \quad (9)$$

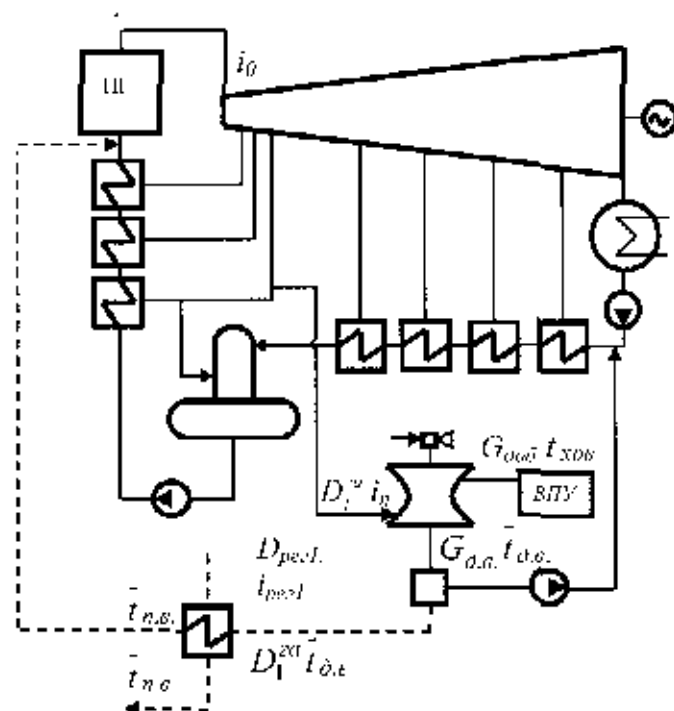


Рис. 8. Схема подготовки добавочной питательной воды в вакуумном деаэраторе с условным эквивалентным подогревателем (греющий агент - пар производственного отбора)

Оценивая экономичность схем, необходимо учесть мощность $N_{св}^{э}$, кВт, затрачиваемую на привод насосов:

$$N_{св}^{э} = \frac{PG}{\eta} = \frac{20 \cdot 10^3 \cdot 1,07 \cdot 10^{-6}}{0,7} = 3,06 \text{ кВт}. \quad (10)$$

Удельная выработка электроэнергии, получаемая за счет отборов пара на подогрев 1 м^3 обрабатываемой воды, для схемы подготовки воды с использованием в качестве греющего агента для вакуумной деаэрации пара производственного отбора равна

$$V_{мф.1} = \frac{(N_{мф.1} + N_{рег.1} - N_{св}^{э})}{G_{доб}} = \frac{577,25 + 186,18 - 3,06}{100} = 7,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч/м}^3. \quad (11)$$

Расчет разработанных схем вакуумной деаэрации добавочной питательной воды выполняется аналогичным образом. Ниже представлены расчетные формулы для каждого из предложенных технических решений.

2. В качестве греющего агента для вакуумной деаэрации применяют основной конденсат турбины, отобранный после первого регенеративного подогревателя низкого давления ПНД1, перед которым деаэрированную добавочную питательную воду смешивают с основным конденсатом турбины (рис. 3).

Приращение мощности происходит за счет дополнительного отбора пара из нижнего отопительного отбора на подогрев основного конденсата, служащего греющим агентом в вакуумном деаэраторе, что позволяет уменьшить количество тепла, теряемого в конденсаторе.

$$N_{\text{рег.2}} = \frac{G_{\text{доб}}(\bar{t}_{\text{д.с.}} - \bar{t}_{\text{ниж}})}{i_m'' - \bar{t}_{\text{ПНД1}}} (i_0 - i_m'') \eta_2 \eta_{\text{д.}}, \quad (12)$$

где $\bar{t}_{\text{ПНД1}}$ - энтальпия дренажа ПНД1, кДж/кг.

3. Греющим агентом для вакуумной деаэрации служит конденсат греющего пара первого регенеративного подогревателя низкого давления ПНД1, перед которым деаэрированную добавочную питательную воду смешивают с основным конденсатом турбины (рис. 4 а).

Повышение экономичности происходит за счет увеличения расхода пара на первый регенеративный подогреватель низкого давления.

$$N_{\text{рег.3}} = \frac{G_{\text{доб}}(\bar{t}_{\text{д.с.}} - \bar{t}_{\text{ниж}})(\bar{t}_{\text{с.1}} - \bar{t}_{\text{д.с.}})}{(\bar{t}_{\text{ПНД1}} - \bar{t}_{\text{д.с.}})(i_m'' - \bar{t}_{\text{ПНД1}})} (i_0 - i_m'') \eta_2 \eta_{\text{д.}}, \quad (13)$$

4. В качестве греющего агента для вакуумной деаэрации используют пар нижнего отопительного отбора. Подача деаэрированной добавочной питательной воды в тракт основного конденсата осуществляется перед ПНД1 (рис. 4 б).

$$N_{\text{мп.4}} = \frac{G_{\text{доб}}(\bar{t}_{\text{д.с.}} - \bar{t}_{\text{ниж}})}{i_m'' - \bar{t}_{\text{д.с.}}} (i_0 - i_m'') \eta_2 \eta_{\text{д.}}, \quad (14)$$

$$N_{\text{рег.4}} = \frac{G_{\text{доб}}(\bar{t}_{\text{д.с.}} - \bar{t}_{\text{ниж}})(\bar{t}_{\text{с.с.}} - \bar{t}_{\text{д.с.}})}{(i_m'' - \bar{t}_{\text{д.с.}})(i_{\text{рег.4}} - \bar{t}_{\text{д.с.}})} (i_0 - i_{\text{рег.4}}) \eta_2 \eta_{\text{д.}}, \quad (15)$$

5. Греющим агентом для вакуумной деаэрации служит часть конденсата греющего пара сетевого подогревателя (СП). Остальной конденсат СП подается в тракт основного конденсата турбины после ПНД1. Деаэрированную добавочную питательную воду подают в тракт основного конденсата турбины перед ПНД1 (рис. 5).

$$N_{\text{рег.5}} = \frac{G_{\text{доб}}(\bar{t}_{\text{д.с.}} - \bar{t}_{\text{ниж}})(\bar{t}_{\text{с1}} - \bar{t}_{\text{д.с.}})}{(\bar{t}_{\text{СП}} - \bar{t}_{\text{д.с.}})(i_m'' - \bar{t}_{\text{ПНД1}})} (i_0 - i_m'') \eta_2 \eta_{\text{д.}}, \quad (16)$$

6) Греющим агентом для вакуумной деаэрации служит часть питательной воды после деаэратора повышенного давления. Деаэрированную добавочную питательную воду смешивают с основным конденсатом турбины перед ПВД (рис. 6).

Повышение экономичности работы тепловой электрической станции по этому варианту достигается за счет применения для нагрева греющего агента всех низкопотенциальных регенеративных отборов, расположенных до деаэратора повышенного давления.

$$N_{рег.6} = \frac{G_{доб}(t_{д.с.} - t_{наг})}{i_{рег.6} - i_{ДПВ}}(i_0 - i_{рег.6})\eta_{\gamma}\eta_{м} \quad (17)$$

Результаты расчета энергетической эффективности типовой и новых схем представлены на рис. 9, из которого видно, что все новые схемы подачи греющего агента на вакуумный деаэратор превосходят по экономичности типовую схему.

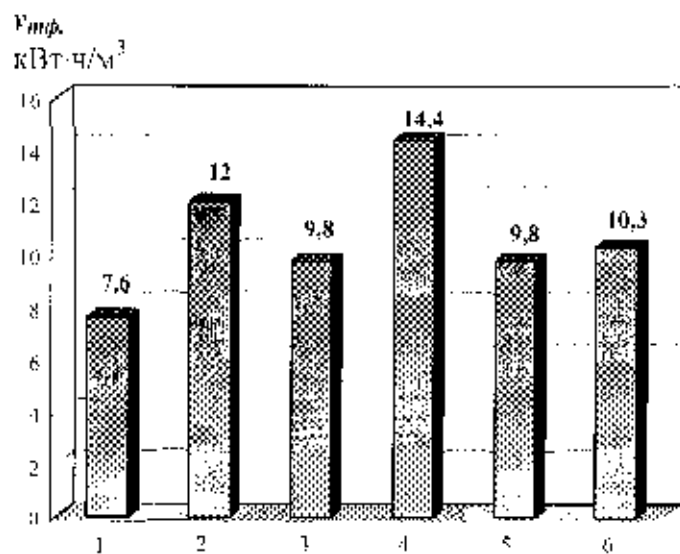


Рис. 9. Удельная выработка электроэнергии за счет отборов пара для новых и традиционной схем подачи греющего агента в вакуумные деаэраторы: 1) ПА - пар производственного отбора (типовой вариант); 2) ПА - основной конденсат турбины; 3) ПА - конденсат регенеративного подогревателя; 4) ПА - пар отопительного отбора; 5) ПА - конденсат сетевого подогревателя; 6) ПА - питательная вода

Различие сравниваемых вариантов в экономичности определяется по разности Δv_{mf} для этих вариантов:

$$\Delta \mathcal{E} = 10^{-6} \Delta v_{mf} G_{доб}^{год} \Delta b_{\gamma} U_m \text{ руб.}, \quad (18)$$

где $G_{доб}^{год}$ - годовой расход подпиточной или добавочной питательной воды, м³; Δb_{γ} - разность удельных расходов топлива на выработку электроэнергии по конденсационному и теплофикационному циклам, г/(кВт·ч); U_m - цена условного топлива, руб./т.

Наиболее экономичной схемой вакуумной деаэрации добавочной питательной воды в турбоустановках является схема с применением в качестве греющего агента для вакуумного деаэратора пара отопительного отбора [9, 10]. При использовании этого решения взамен традиционной технологии [2] на установке со средним годовым расходом добавочной питательной воды 100 т/ч достигается экономия более 1400 тонн условного топлива в год, что в денежном выражении превышает 1,4 миллиона рублей в год.

Схемы подогрева исходной воды перед вакуумными деаэраторами добавочной питательной воды

Подогрев обрабатываемой воды перед вакуумным деаэратором является необходимой составляющей процесса ее эффективной дегазации, так как недостаточная температура деаэрируемой воды не обеспечивает эффективной десорбции растворенных в ней коррозионно-активных газов.

При выборе схем подогрева потоков добавочной питательной воды необходимо учитывать расходы отпускаемого потребителям пара, а также количество возвращаемого производственного конденсата.

На тепловых электростанциях со значительным отпуском технологического пара и малым возвратом конденсата с производства требуется большое количество добавочной питательной воды для подпитки паровых котлов. Типовая схема вакуумной деаэрации воды не позволяет обеспечить подогрев добавочной питательной воды перед деаэратором повышенного давления при расходах, превышающих допустимый пропуск через подогреватели низкого давления, и при использовании турбин с противодавлением, не имеющих ПНД.

Проблема подогрева больших потоков добавочной питательной воды (1000–2000 т/ч), характерных для ТЭЦ, отпускающих пар на крупные химические предприятия, успешно решена в работах профессора В.И. Шарапова [15]. Им разработаны и внедрены высокорезультативные схемы подогрева добавочной питательной воды в сетевых подогревателях. В соответствии со схемой, представленной на рис. 10, исходная вода перед поступлением в вакуумный деаэратор подогревается сначала в конденсаторе, а затем в водо-водяном теплообменнике частью деаэрированной добавочной питательной воды, отобранной после верхнего сетевого подогревателя, которая также служит греющей средой в вакуумном деаэраторе (вариант I).

Однако до настоящего времени отсутствовали достаточно надежные и экономичные схемы подогрева относительно небольших количеств доба-

вочной питательной воды (100 – 1000 т/ч), характерных для большинства отечественных ТЭЦ. Автором под руководством профессора В.И. Шаранова создана серия технических решений, позволяющих обеспечить высокое качество подготовки добавочной питательной воды в теплоэнергетических установках с вакуумными деаэраторами и существенно повысить энергетическую эффективность теплофикационных паротурбинных установок.

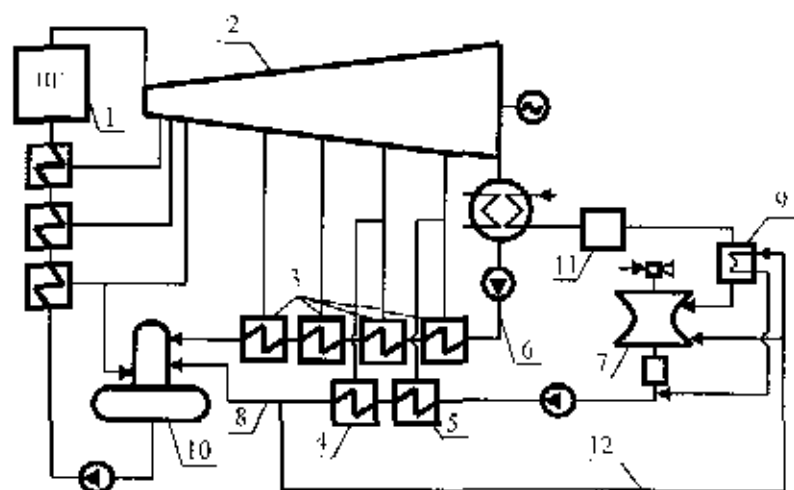


Рис. 10. Схема подогрева добавочной питательной воды с использованием сетевых подогревателей [15]: 1 – котел; 2 – турбина; 3 – подогреватели низкого давления; 4, 5 – верхний и нижний сетевые подогреватели; 6 – тракт основного конденсата; 7 – вакуумный деаэратор; 8 – трубопровод добавочной питательной воды; 9 – водо-водяной теплообменник; 10 – деаэратор повышенного давления; 11 – обессоливающая установка; 12 – трубопровод греющего агента

По одному из решений (рис. 11) исходная вода перед обессоливанием подогревается в подогревателе паром нижнего отопительного отбора, затем обессоленная подается в вакуумный деаэратор добавочной питательной воды, где из нее удаляются коррозионно-активные газы. Греющей средой для вакуумной деаэрации добавочной воды котлов служит пар верхнего отопительного отбора (вариант II).

Повысить экономичность работы ТЭЦ можно за счет подключения к паропроводу нижнего отопительного отбора и трубопровода греющего агента вакуумного деаэратора, и трубопровода греющей среды подогревателя исходной воды (вариант III).

Схема на рис. 12 предусматривает подогрев обрабатываемой воды конденсатом нижнего сетевого подогревателя при одновременной подаче

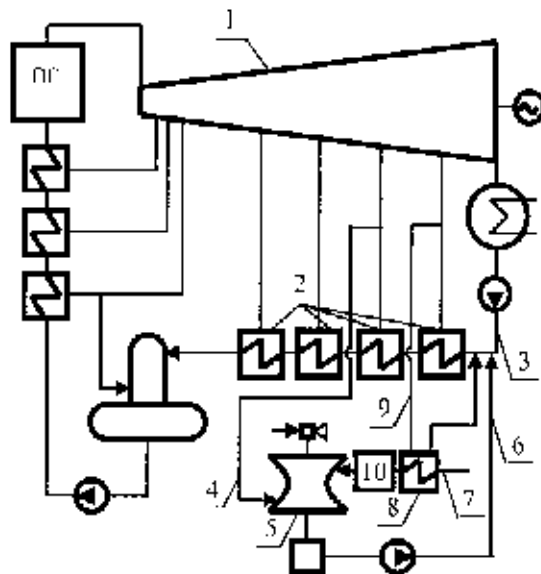


Рис. 11. Схема вакуумной деаэрации добавочной питательной воды: 1-6 - обозначения те же, что на рис.3; 7 - трубопровод исходной воды; 8 - подогреватель исходной воды; 9 - трубопровод греющей среды для подогревателя исходной воды; 10 - обессоливающая установка

конденсата верхнего сетевого подогревателя в вакуумный деаэратив в качестве греющей среды (вариант IV).

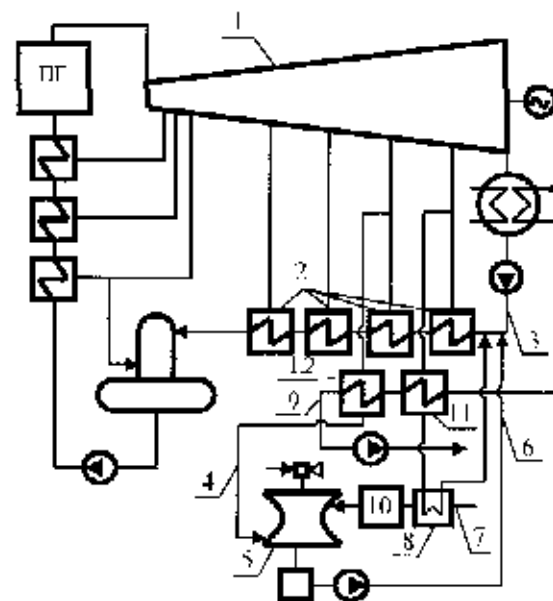


Рис. 12. Схема вакуумной деаэрации добавочной питательной воды: 1-8 - обозначения те же, что на рис.11; 9 - сетевой трубопровод; 10 - обессоливающая установка; 11, 12 - нижний и верхний сетевые подогреватели

Несколько экономичнее решение, по которому в схеме на рис. 11 греющей средой для вакуумной деаэрации служит пар верхнего отопительного отбора (вариант V).

Все рассмотренные варианты (I-V) намного экономичнее часто применяемой схемы с подогревом добавочной питательной воды на всех этапах паром производственного отбора (вариант VI).

Используя описанной выше методикой, сравним значения удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении для предложенных схем (табл. 1).

Таблица 1

Удельная выработка электроэнергии за счет отборов пара на подогрев потоков добавочной питательной воды $V_{\text{пр}}$

№ варианта	I	II	III	IV	V	VI
$\Delta V_{\text{уд}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{м}^3$	29,6	26,8	28,1	24	25,6	15,2

Из табл. 1 следует, что наибольшая экономичность подогрева потоков добавочной питательной воды достигается при использовании для ее подогрева сетевых подогревателей (вариант I) [15]. Однако это решение применимо только для ТЭЦ с особо большими расходами добавочной воды.

Для тепловых электростанций с относительно небольшим расходом воды для подпитки паровых котлов 100-500 т/ч может быть рекомендовано использование в качестве греющей среды в вакуумном деаэраторе и в подогревателе исходной воды пара нижнего отопительного отбора (вариант III). Применение этого варианта на ТЭЦ с расходом добавочной питательной воды 300 т/ч даст годовую экономию условного топлива более 8000 тонн.

Выводы

1. Энергетическая эффективность и надежность теплофикационных установок в значительной мере зависят от схемы деаэрации добавочной питательной воды.
2. Традиционные схемы деаэрации добавочной питательной воды не позволяют обеспечить высокое качество деаэрации, надежность и экономичность работы тепловых электростанций.
3. Разработана серия новых технических решений по деаэрации добавочной питательной воды, основным отличием которых является использование низкопотенциальных источников теплоты для вакуумной деаэрации в теплофикационных паротурбинных установках.
4. Применение новых схем вакуумной деаэрации добавочной питательной воды на установке со средним годовым расходом добавочной питатель-

ной воды 300 т/ч позволяет сэкономить более 8000 тонн условного топлива в год.

Список литературы

1. Шаронов В.И. Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М.: СНО ОРГРОС. 1997. 20 с.
2. Олиker И.И., Нермяков В.А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях. М.: Энергия. 1971. 185 с.
3. Шаронов В.И., Макарова Е.В. Схемы включения вакуумных деаэраторов добавочной питательной воды в теплофикационные турбоустановки// Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности. Материалы Третьей Российской научно-технической конференции. Ульяновск: УлГТУ. 2001. С. 297-300.
4. Шаронов В.И., Макарова Е.В. Выбор схемы подачи греющего агента в вакуумные деаэраторы добавочной питательной воды// Состояние и перспективы развития электротехнологий. Тезисы докладов Международной научно-технической конференции. Иваново: ИГТУ. 2001.
5. Патент № 2175389 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 30.
6. Патент № 2166642 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 13.
7. Патент № 2170829 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 20.
8. Патент № 2170828 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 20.
9. Патент № 2174182 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 27.
10. Патент № 2175390 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 30.
11. Патент № 2174181 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Способ работы тепловой электрической станции/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 27.
12. Патент № 2174183 (RU). МПК⁷ F01 K 17/2. Тепловая электрическая станция/ В.И. Шаронов, Е.В. Макарова // Б.И. 2001. № 27.
13. Шаронов В.И. Сравнение экономичности ТЭЦ с атмосферными и вакуумными деаэраторами// Электрические станции. 1979. № 4. С. 30-33.
14. Мошквин А.В., Бускунов Р.Ш. Испарительные установки тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1994. 272 с.
15. Шаронов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.

УДК 621.187.12

О.В. МАЛИНИНА

Совершенствование технологий отвода выпара термических деаэраторов

1. Назначение выпара деаэраторов

Существенное влияние на качество термической деаэрации оказывает эффективность отвода выпара, с которым из деаэраторов отводятся выделившиеся из обрабатываемой воды коррозионно-агрессивные газы.

Выпар является ценным теплоносителем, представляющим собой смесь некоонденсирующихся коррозионно-активных газов и водяного пара. По величине выпара можно судить о количестве выделившихся из воды газов и затраченном на деаэрацию избыточном количестве пара. Деаэраторы, как правило, комплектуются охладителями выпара поверхностного типа – кожухотрубчатыми теплообменниками, предназначенными для конденсации максимально возможного количества пара из отводимой смеси и утилизации теплоты этого пара.

Эксплуатация поверхностных охладителей выпара связана с рядом трудностей вследствие коррозии элементов охладителя. Кроме пониженной надежности применение поверхностных охладителей малоэкономично из-за неэффективной утилизации отводимого выпара. В вакуумных деаэрационных установках основные трудности эксплуатации связаны с работой газоотводящих аппаратов, предназначенных для отвода выпара из-под вакуума.

Стандартом [1] предусмотрен удельный расход выпара, то есть отношение общего расхода выпара к производительности деаэратора. 1,5 кг/т – для деаэратора повышенного давления; 2,0 кг/т и 5,0 кг/т – соответственно для атмосферного и вакуумного деаэраторов. В научно-исследовательской лаборатории «Теплоэнергетические системы и установки» УлИТУ выполнена оценка минимального теоретически необходимого количества выпара термических деаэраторов. Оценка произведена из условия, что на выходе из деаэратора достигается равновесие между жидкой и газовой фазами. Установлено, что в деаэраторах с противоточным движением воды и пара значение теоретически необходимого количества удельного расхода выпара на порядок ниже регламентированного стандартом значения и составляет

0,15-1,2 кг/т. При прямоточном движении теплоносителей в деаэраторе минимальное значение оказывается существенно выше указанного в ГОСТ [1].

Измерение расхода пара термических деаэраторов на тепловых электростанциях не производится. Расход пара обычно поддерживают максимально возможным, исходя из пропускной способности трубопровода, и достаточным для работы деаэратора при любых изменениях нагрузки. Это приводит к тому, что действительный расход в несколько раз превышает нормативный. Потери теплоты и конденсата пара при этом весьма значительны.

Ниже рассмотрен ряд технологий отвода и утилизации пара деаэраторов избыточного (повышенного и атмосферного) давления, в которых предусмотрена возможность более полной утилизации пара деаэраторов избыточного давления за счет установки охладителя пара смешивающего типа и разработки схем отвода газовой смеси. В вакуумных деаэраторах экономичность процесса деаэрации повышается за счет исключения потерь теплоты с отводимым паром, утилизации его конденсата и совершенствования схем включения газоотводящих аппаратов.

2. Технологии утилизации пара деаэраторов избыточного давления

Решениями [5-7], которые позволяют обеспечить утилизацию как теплоты, так и массы пара, предусмотрена установка на деаэраторах избыточного давления охладителей смешивающего типа.

Такие охладители, в сравнении с поверхностными охладителями, просты и удобны в эксплуатации. Эксплуатация поверхностных охладителей связана с рядом трудностей вследствие коррозии латунных трубок, вызываемой кислородом, свободной углекислотой и аммиаком, содержащимися в значительных количествах в отводимой парогазовой смеси. В качестве более надежного материала для трубных систем используются дорогие мышьяковистая латунь и пержавающая сталь. Применение поверхностных охладителей малоэкономично и вследствие неэффективной утилизации отводимого из термических деаэраторов пара.

Для конденсации пара в смешивающем охладителе следует использовать поток воды с температурой на 12-15 °С ниже температуры насыщения. Расход охлаждающей воды должен быть таким, чтобы ее нагрев не превышал 5-7 °С, причем он будет меньше, чем расход воды на охладитель поверхностного типа. Охладитель пара рассчитывается как противоточный

конденсатор смешения при условии конденсации не менее 99 % поступающего пара. Рассмотрим технологические схемы новых решений.

В представленной на рис. 1 деаэрационной установке смесь подаваемой в деаэратор исходной воды и конденсата выпара после охладителя отводится в бак-газоотделитель, откуда насосом направляется на повторную деаэрацию. Условием такого возврата является удаление из выпара неконденсирующихся коррозионно-агрессивных газов, что возможно в баке-газоотделителе [7].

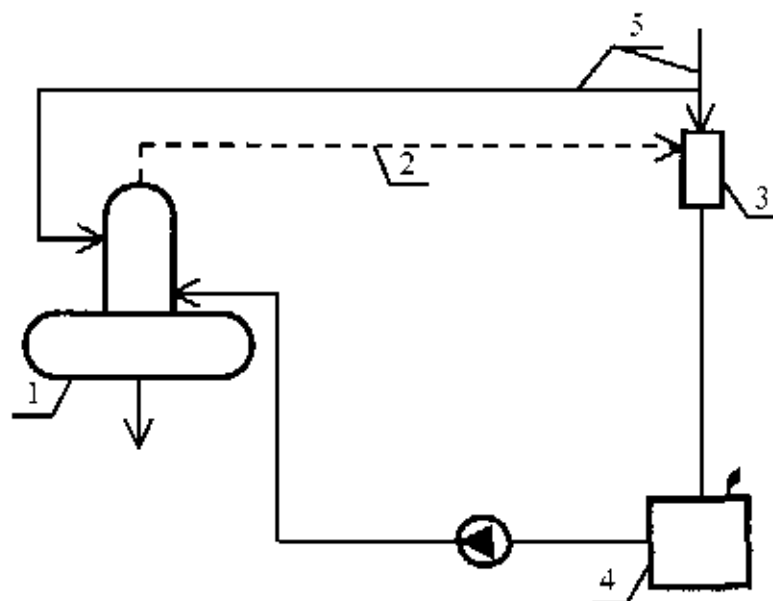


Рис. 1. Схема деаэрационной установки со смешивающим охладителем выпара: 1 – деаэратор избыточного давления; 2 – трубопровод отвода выпара; 3 – охладитель выпара смешивающего типа; 4 – бак-газоотделитель; 5 – трубопровод подвода исходной воды

При двухступенчатой схеме дегазации воды тепловых электростанций целесообразно выпар деаэраторов повышенного давления использовать как источник пара в деаэраторах атмосферного давления (рис. 2) [5, 6]. Смесь после охладителя выпара подается под барботажное устройство атмосферного деаэратора или непосредственно из деаэратора повышенного давления – питательной воды – в деаэратор атмосферного давления. При этом концентрации кислорода и свободной углекислоты в выпаре не оказывают заметного влияния на конечную концентрацию этих газов в деаэрированной воде атмосферного деаэратора, поскольку количество коррозионно-агрессивных газов, удаляемых из воды в деаэраторе повышенного давления, значительно меньше, чем в атмосферном деаэраторе.

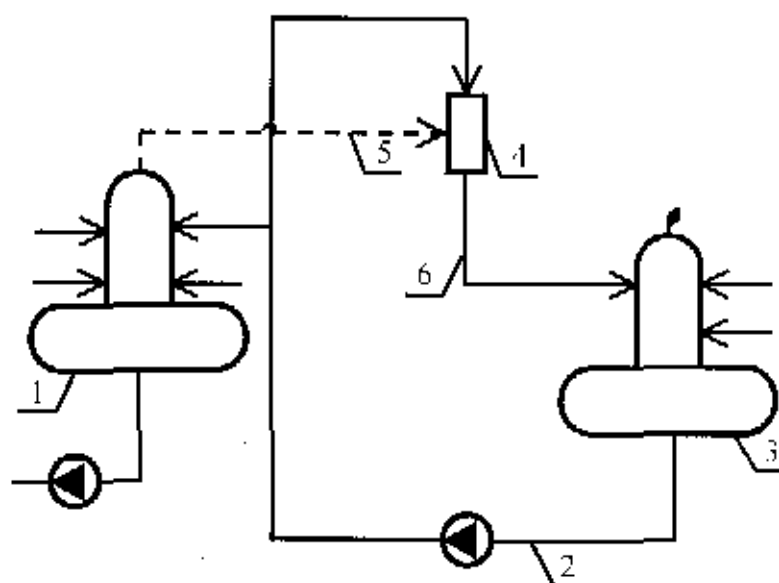


Рис. 2. Схема двухступенчатой деаэрационной установки: 1 – деаэратор питательной воды повышенного давления; 2 – трубопровод подвода добавочной питательной воды; 3 – деаэратор атмосферного давления; 4 – охладитель пара смешивающего типа; 5 – трубопровод отвода пара; 6 – трубопровод подвода смеси пара и охлаждающей воды

Предложенные технологии позволяют значительно снизить тепловые затраты на деаэрацию питательной воды, а также уменьшить капитальные и эксплуатационные затраты, связанные с износом поверхностного охладителя пара и другого оборудования.

3. Отвод пара в вакуумных деаэрационных установках

Эффективность газоотводящего устройства в вакуумных деаэрационных установках оказывает на качество деаэрации столь же большое влияние, как и степень совершенства конструкции собственно деаэратора, поэтому весьма актуальна задача повышения надежности газоотводящих аппаратов.

Перед газоотводящими аппаратами пар проходит охладителя пара. Деаэраторы небольшой производительности (5-300 т/ч) комплектуются выносными охладителями пара, а деаэраторы производительностью 400 и 800 т/ч – встроенными охладителями пара. В отличие от атмосферного деаэратора, где охладитель служит только для утилизации тепла и конденсата пара, в вакуумном деаэраторе основное назначение охладителя пара – резкое снижение объема парогазовой смеси. Из вакуумного деаэратора поступает огромный объем пара, с которым газоотсасывающее

устройство не может справиться. Обычно принимается максимальное выделение растворенных газов 50 г на 1 т поступающей на деаэратор воды. С учетом присосов и газов в греющем паре газоотводящий аппарат рассчитывается на 60 г газов на 1 т воды [4]. При этом не учитываются режим работы вакуумной деаэрационной установки, тип и схемы включения вакуумного деаэратора и газоотводящего аппарата, поэтому на практике могут возникнуть случаи, когда газоотводящие аппараты не создают необходимый вакуум в установке или эксплуатируются в экономически невыгодном режиме.

При выборе типа газоотсасывающего устройства необходимо рассматривать способность поддерживать требуемый вакуум, надежность в эксплуатации, экономичность. С точки зрения создания необходимого разрежения в вакуумных деаэраторах применяемые пароструйные и водоструйные эжекторы и механические насосы примерно равноценны.

Основным критерием для выбора газоотводящих аппаратов должна быть их надежность, поскольку устройства для отвода пара относятся к наименее надежным элементам деаэрационных установок. Вакуумные насосы крайне недолговечны из-за возникающих коррозионных повреждений внутренних элементов. Кроме того, при их использовании необходим выносной охладитель пара. Опыт применения пароструйных эжекторов в качестве газоотводящих устройств показал, что эти аппараты могут создавать требуемое разрежение в деаэраторах практически во всех рабочих режимах вакуумных деаэрационных установок, однако характеризуются неустойчивой работой при перегрузке. Низкая надежность пароструйных эжекторов связана с интенсивным износом латунных трубных пучков охладителей и стальных межсекционных перегородок. Поэтому предпочтительным типом газоотводящих аппаратов вакуумных деаэраторов являются водоструйные эжекторы.

Представленные схемы включения водоструйных эжекторов позволяют полностью исключить потери теплоты с паром и потери рабочей воды.

Вакуумные деаэрационные установки комплектуются газоотводящими аппаратами, рассчитанными на обеспечение полной производительности установки, несмотря на то, что большую часть времени деаэраторы эксплуатируются с неполной нагрузкой. Вследствие этого газоотводящие аппараты работают с излишней производительностью и излишними энергетическими затратами. С целью повышения экономичности процесса отвода пара предложена установка с двумя последовательно включенными водоструйными эжекторами разной производительности (рис. 3).

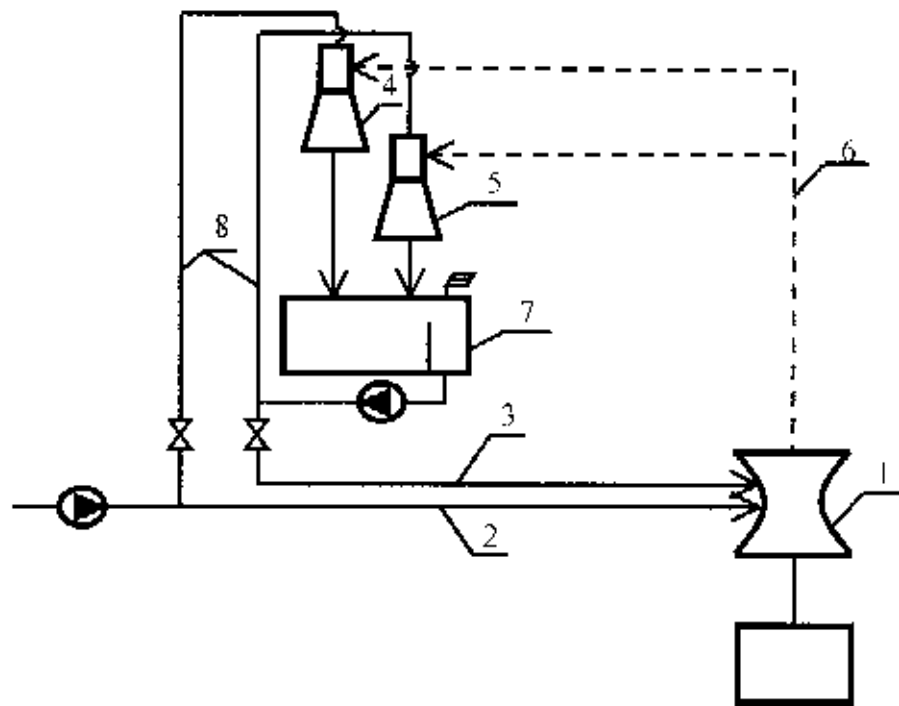


Рис. 3. Схема ступенчатого включения эжекторов: 1 – вакуумный деаэратор; 2, 3 – трубопроводы деаэрируемой воды; 4, 5 – основной и дополнительный эжекторы; 6 – трубопровод отвода пара; 7 – бак-газоотделитель; 8 – трубопроводы рабочей воды эжекторов

В процессе отвода пара водоструйными эжекторами химически очищенная вода, используемая в качестве рабочей среды, насыщается кислородом и сливается в бак-газоотделитель в виде газовоздушной эмульсии. Тем самым, в баке создаются оптимальные условия для десорбции свободного диоксида углерода CO_2 . Этот полезный эффект может быть использован при параллельном включении водоструйного эжектора и декарбонизатора (рис. 4) [8, 9]. Такое включение позволяет существенно сократить затраты на декарбонизацию подпиточной воды на величину расхода электроэнергии на транспорт рабочей воды и уменьшить капитальные затраты благодаря снижению производительности декарбонизаторов.

Разработана методика подбора струйных аппаратов вакуумных деаэрационных установок, заключающаяся в определении соответствия давления всасывания водоструйных и пароструйных эжекторов требуемому разрежению в деаэраторе путем наложения характеристик вакуумных деаэраторов и газоотводящих аппаратов. Разработанная методика также позволяет выбрать оптимальный режим эксплуатации деаэрационной установки. В работе [2] представлены расчетные формулы – характеристики вакуумных деаэраторов,

используя которые можно прогнозировать производительность деаэраторов при различных температурных режимах. Построение характеристики струйных аппаратов возможно по методике, изложенной в [3].

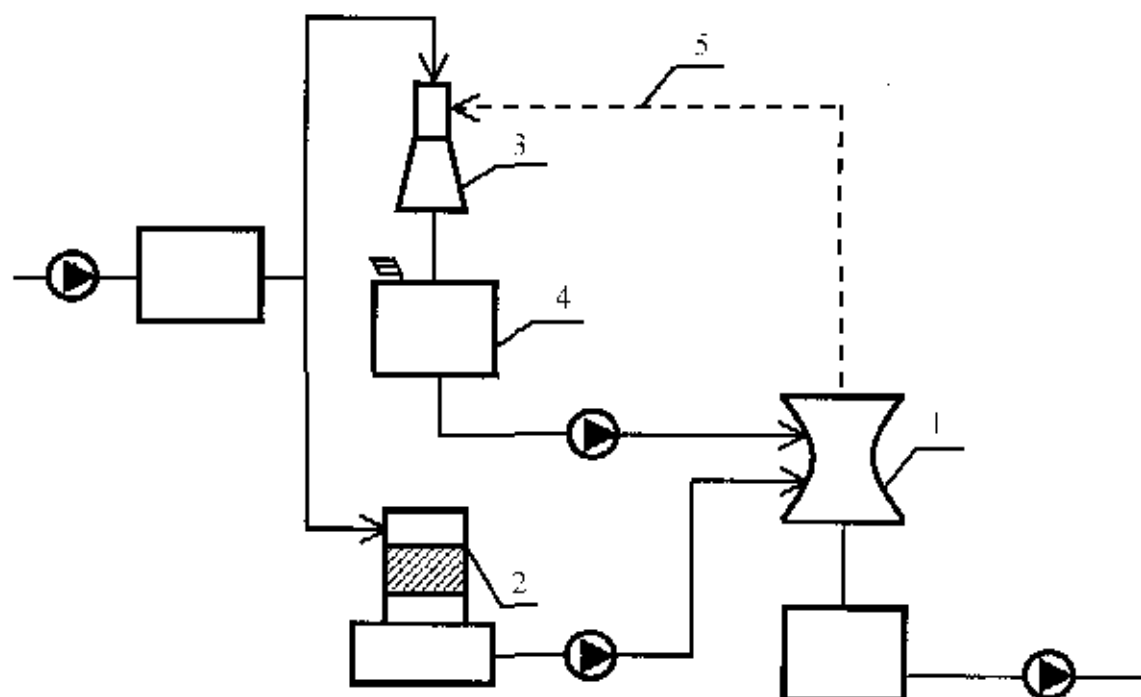


Рис. 4. Схема водоподготовительной установки с параллельным включением водо-струйного эжектора и декарбонизатора: 1 – вакуумный деаэратор; 2 – декарбонизатор; 3 – водо-струйный эжектор; 4 – бак-газоотделитель; 5 – трубопровод отвода пара

В качестве примера рассмотрена работа деаэрационной установки с горизонтальным вакуумным деаэратором струйно-барботажного типа ДВ-800. На рис. 5 показана зависимость нагрузки деаэратора от рабочего давления в нем (линия 1), построенная при следующих условиях: температура и расход греющего агента постоянны и равны соответственно 90 °С и 125 т/ч, повышение температурного уровня процесса с увеличением нагрузки осуществляется за счет изменения температуры исходной воды от 15 до 50 °С. Здесь же изображены зависимости давления всасывания струйных эжекторов от нагрузки деаэратора, точнее – от расхода отсасываемого воздуха, соответствующего данной нагрузке (линии 2, 3).

Представленные графические зависимости позволяют исследовать соответствие давления всасывания эжекторов требуемому разрежению в деаэраторе и, тем самым, выбрать необходимый тип эжектора. Кроме того, на основании наложения характеристик может быть определен интервал, при

котором осуществление процесса деаэрации с получением воды требуемого качества невозможно, а также определены температурные режимы вакуумной деаэрации, при которых выбранный эжектор будет справляться с отводом выпара.

Из анализа рис. 5 следует, что для данных температурных режимов вакуумной деаэрации эффективный отвод выпара из деаэратора ДВ-800 может

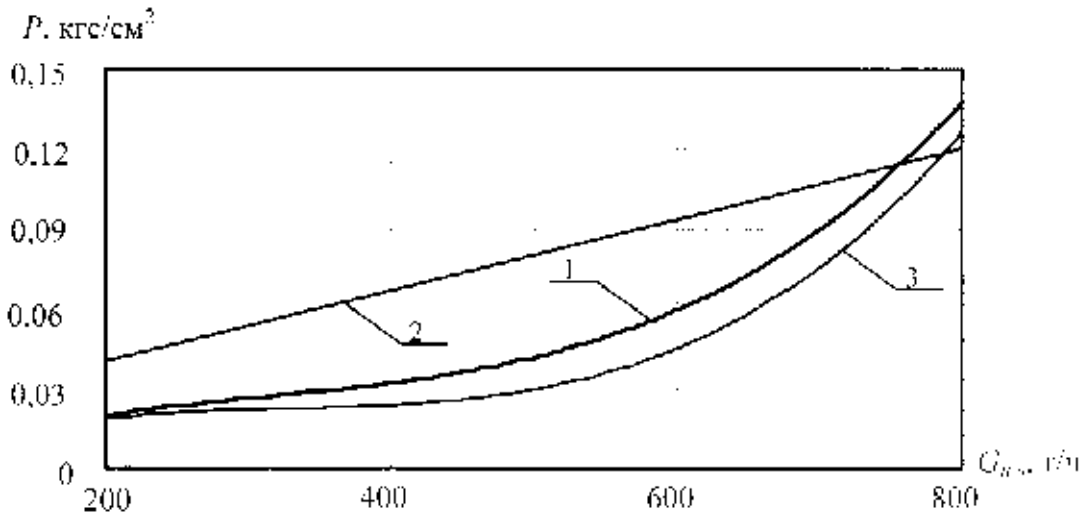


Рис. 5. К методике построения характеристик работы вакуумного деаэратора и давления всасывания струйных эжекторов: 1 — зависимость нагрузки вакуумного деаэратора ДВ-800 от рабочего давления при $t_{г.в.} = 90^\circ\text{C}$, $G_{г.в.} = 125 \text{ т/ч}$, повышении $t_{г.в.}$ от 15 до 50°C ; 2 — зависимость давления всасывания водоструйного эжектора ЭВ-340; 3 — зависимость давления всасывания пароструйного эжектора ЭП-3-25/75

быть обеспечен пароструйным эжектором ЭП-3-25/75 во всем диапазоне нагрузок. Водоструйный эжектор ЭВ-340, напротив, не обеспечивает требуемой глубины разрежения в деаэраторе, так как характеристика эжектора лежит выше характеристики деаэратора. Для обеспечения эффективного отвода выпара из деаэратора ДВ-800 при выбранном температурном режиме необходимо подобрать более мощный водоструйный эжектор. С другой стороны, использование эжектора ЭВ-340 возможно при повышении температурного уровня вакуумной деаэрации и соответствующем подъеме характеристики деаэратора. Затраты на работу эжекторов практически на два порядка ниже тепловых затрат, поэтому главное внимание необходимо уделять режиму собственно деаэрации. Экономичность вакуумной деаэрации определяется ее температурным уровнем: чем ниже температурный уровень, тем выше тепловая экономичность. Следовательно, при выборе режима работы вакуумных деаэрационных установок и типа газоотводящих аппаратов следует ориенти-

роваться на работу деаэраторов с минимальными температурами теплоносителей.

Выводы

1. Выполнен комплекс исследований и технологических разработок, позволяющих существенно повысить надежность и экономичность термической деаэрации воды в теплоэнергетических установках за счет эффективного отвода выпара, снижения расхода и утилизации теплоты и массы образующейся при деаэрации смеси выпара и неконденсирующихся газов.
2. Разработана методика определения теоретически необходимого количества выпара термических деаэраторов для различных схем движения теплоносителей. Установлено, что в деаэраторах с противоточным движением воды и пара значения теоретически необходимого количества удельного расхода выпара существенно ниже регламентированного стандартом, а с прямоточным – несколько выше указанного в ГОСТ [1] значения.
3. Предложены новые технологии отвода выпара деаэраторов избыточного давления, предусматривающие установку менее подверженных коррозии и более экономичных охладителей выпара смешивающего типа.
4. Предложены новые технологии отвода выпара из вакуумных деаэраторов, позволяющие значительно сократить затраты на процесс деаэрации воды за счет полного исключения потерь теплоты и рабочей воды.
5. Разработана методика подбора струйных аппаратов вакуумных деаэрационных установок, заключающаяся в определении соответствия давления всасывания водоструйных и пароструйных эжекторов требуемому разрежению в деаэраторе путем наложения характеристик деаэраторов и газоотводящих аппаратов.

Список литературы

1. ГОСТ 16860-88*. Деаэраторы термические. Типы, основные параметры, приемка, методы контроля. М.: Издательство стандартов. 1989.
2. Шаронов В.И. Подготовка подпиточной воды систем теплоснабжения с применением вакуумных деаэраторов. М.: Энергоатомиздат. 1996. 176 с.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергия. 1970. 288 с.
4. Труби И.А., Литвин О.И. Вакуумные деаэратеры. М.: Энергия. 1967. 100 с.
5. Патент № 2174101 RU. Деаэрационная установка/ В.И. Шаронов, О.В. Малинина, Е.В. Макарова, М.А. Башкарев. Бюллетень изобретений. 2001. № 27.

6. Патент № 2174102 RU. Способ термической дезинсекции питающейся вошь: силовой электростатизм/ В.И. Шаронов, О.Б. Матинина, Е.Б. Макарова, М.А. Башкарев, Биол-патент изобретений, 2001. № 27.
7. Патент № 2179532 RU. Дезинсекционная установка/ В.И. Шаронов, О.Б. Матинина, Е.Б. Макарова, М.А. Башкарев, Биол-патент изобретений, 2002. № 5.
8. Патент № 2177449 RU. Установка для подготовки полизиточной вошь теплоты/ В.И. Шаронов, О.Б. Матинина, Биол-патент изобретений, 2001. № 36.
9. Патент № 2177450 RU. Способ подготовки полизиточной вошь теплоты/ В.И. Шаронов, О.Б. Матинина, Биол-патент изобретений, 2001. № 36.

УДК 532.542(076)

К. Н. Мишина

Об исследовании потерь удельной энергии в вибрирующем трубопроводе

Нет почти ни одной отрасли техники, которая не была бы связана в той или иной степени с необходимостью перемещения жидкостей или газов по трубам, каналам и различным аппаратам.

В одних случаях это магистральные сети, состоящие в основном из прямых труб очень большой протяженности (нефтепроводы, газопроводы, водопроводы, паропроводы, воздухопроводы вентиляционных установок и т.п.). В других случаях это сети сравнительно небольшой протяженности с большим числом разнообразных фасонных и разветвленных частей, различных препятствий в виде дроссельных или регулирующих устройств (бензомаслопроводы и другие трубопроводы машин, станков, самолетов и т.д.) [1].

Во всех приведенных примерах жидкость является энергоносителем. В гидравлических машинах осуществляется преобразование энергии жидкости. Так, в турбинах механическая энергия жидкости преобразуется в энергию вращения вала, передаваемую генератору; в насосах энергия, получаемая от двигателя, преобразуется в энергию жидкости.

В гидравлике принято механическую энергию потока жидкости оценивать согласно уравнению Даниила Бернулли удельной энергией жидкости E , т.е. энергией, отнесенной к единице веса движущегося потока:

$$E = Z + \frac{P}{\rho g} + \frac{\alpha V^2}{2g} = H, \quad (1)$$

где E — полная удельная энергия в сечении или полный напор H ; $\left(Z + \frac{P}{\rho g} \right)$ — полная удельная потенциальная энергия; $\frac{\alpha V^2}{2g}$ — удельная кинетическая энергия.

Выражение (1) представляется либо в единицах высоты H , м, либо удельной энергии E , Дж/(Н·Н·м/Н·м).

Часть энергии, которой обладает поток, при прохождении его по трубам и каналам, через различные препятствия в виде трубопроводной арматуры и других элементов сетей, устройств и аппаратов теряется на преодоление сил трения. Происходит потеря напора (удельной энергии) на некоторую величину.

От правильной оценки величины потерь напора гидравлической системы зависит качество проектирования и расчет машин и установок, надежность и экономичность их работы. Следовательно, во всех случаях необходимо правильно рассчитать гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление в сети, т.е. учесть потерю удельной энергии.

Гидравлические потери зависят от формы, размеров и шероховатости русла, от скорости течения и вязкости жидкости; вязкость жидкости, хотя и является первопричиной всех гидравлических потерь, сама по себе далеко не всегда оказывает существенное влияние на величину потерь [2].

Известно, что учет потерь напора в гидросистеме выполняется с помощью уравнения Д. Бернулли для потока реальной (вязкой) жидкости. В случае установившегося движения это уравнение, составленное относительно двух сечений, имеет вид:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_w, \quad (2)$$

где h_w – общие потери напора, которые складываются из потерь на трение по длине – $h_{мп}$ и потерь напора на местные сопротивления – $h_{мл}$, т.е.

$$h_w = h_{мп} + h_{мл}. \quad (3)$$

Для определения потерь на трение в XIX веке эмпирическим путем была получена формула Дарси-Вейсбаха

$$h_{мп} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (4)$$

где λ – безразмерный коэффициент, называемый коэффициентом гидравлического трения; l и d – длина и диаметр рассматриваемого участка трубопровода соответственно; V – средняя скорость.

Значение коэффициента λ , как показывают многочисленные исследования, зависит от режима движения, определяемого по числу Рейнольдса – Re , и относительной шероховатости Δ/d , т.е.

$$\lambda = f(Re, \Delta/d). \quad (5)$$

Характер влияния этих двух параметров на сопротивление по длине разных труб различен [3].

В настоящей работе предпринята попытка решить следующие основные задачи:

1. На основании проведенных ранее экспериментальных исследований дать анализ зависимости (5) для резиновых рукавов высокого давления оплечной конструкции с металлическими оплетками (рис.1), применяемых в качестве гибких трубопроводов машин и механизмов, а также в системах водоснабжения, канализации и т.п.
2. Определить влияние поперечных низкочастотных колебаний на величину λ для указанных в п.1 трубопроводов.
3. Дать обоснование изменению потерь по длине при колебаниях трубопровода на основании теоретических исследований.

1. Зависимость $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$ для рукавов высокого давления

Представленный на схеме рукав высокого давления представляет собой полужесткий трубопровод из-за наличия нескольких оплечек, и течение потока жидкости в нем отличается от движения потока как в жестком, так и в гибком трубопроводе.

Эксперименты были выполнены на рукавах диаметром $d = 8, 12, 20$ мм в диапазоне чисел $\text{Re} = 5-40000$.

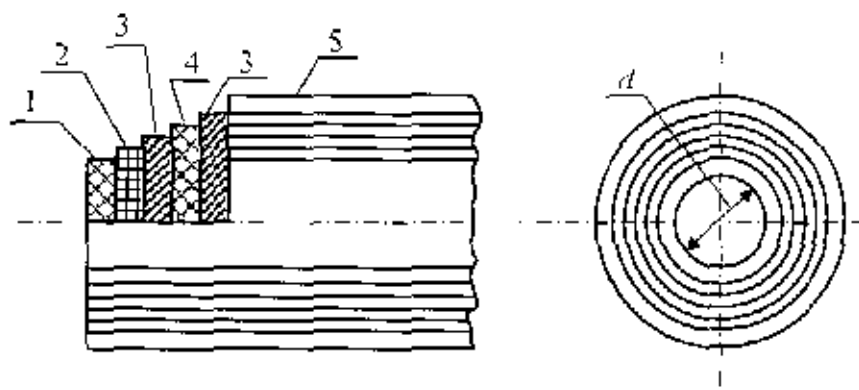


Рис. 1. Схема конструкции рукава высокого давления: 1 — внутренний резиновый слой; 2 — хлопчатобумажная оплетка; 3 — металлическая оплетка; 4 — промежуточный резиновый слой; 5 — наружный резиновый слой

Обработка результатов опыта позволила сделать следующие выводы:

1. Общий характер графической зависимости $\lambda = f(\text{Re}, \Delta/d)$ такой же, как для жестких труб.

2. Область ламинарного течения отмечалась при $Re \leq (1200-1900)$, что указывает на снижение критического числа Рейнольдса $Re_{кр}$, соответствующего переходу от ламинарного режима к турбулентному. Для жестких труб, как известно, $Re_{кр}=2320$, для исследованных труб $Re_{кр}=1200-1900$ (в зависимости от внутреннего диаметра). Значение коэффициента $\lambda = 64/Re$, т.е. такое же, как для жесткой круглой трубы.
3. В переходной области ($Re_{кр}-1900-25000$) в узком диапазоне чисел Рейнольдса ($Re_{кр}-1900-4000$) коэффициент λ резко увеличивается, потери на трение зависят от скорости в степени $n = 2,4-2,5$, что является характерным только для исследованных трубопроводов. Для жестких труб $1 < n < 2$ во всей области переходного режима, для рукавов при $Re > 4000$.
4. Квадратичная область сопротивления, когда $\lambda = f(\Delta/d)$ практически не зависит от критерия Re , была отмечена для рукавов всех размеров при $Re > 25000$. При расчетах в квадратичной области рекомендована формула для нахождения λ :

$$\lambda = \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,74} \quad (6)$$

Все полученные закономерности применимы для установившегося движения жидкости, когда параметры движения (давление P и скорость V в данном сечении) не изменяются с течением времени, т.е. стационарность течения не нарушается никакими внешними воздействиями на поток и на всю гидросистему в целом.

К числу внешних воздействий можно отнести вибрацию, которой подвержены трубопроводы гидросистемы многих машин, агрегатов, устройств.

Были выполнены экспериментальные исследования влияния поперечных низкочастотных колебаний на гидравлические сопротивления по длине резиновых рукавов высокого давления.

2. Результаты экспериментальных исследований гидравлических сопротивлений по длине при вибрации резиновых рукавов высокого давления

Эксперименты выполнялись на тех же модельных трубопроводах, что и в условиях неподвижного трубопровода. Чтобы исключить влияние других, кроме вибраций, факторов на течение жидкости, в частности, на потери по

длине, был применен метод сравнения, впервые разработанный доцентом кафедры ТГВ УлГТУ Г.Г. Ломовцевой. Суть его состоит в том, что планг (рукав) закрепляется на платформе вибростенда. Испытания проводились вначале при выключенном вибростенде, снимались все необходимые показания. Затем включался вибростенд, работающий на разных частотах и амплитудах в каждой серии опытов. Фиксировались те же показатели, но для потока в вибрирующем трубопроводе. После математической обработки результатов экспериментов проводилось сравнение исследуемых величин.

Опыты проводились для условий низкочастотных поперечных колебаний трубопроводов.

При выборе параметров вибрации (частоты и амплитуды) исходили из практически распространенных случаев.

Так, специальными исследованиями установлено, что частота колебаний различных частей зерноуборочных комбайнов изменяется от 2 до 60 Гц, при этом амплитуда достигает 1,05 мм. Частота колебаний вибраторов бетоноукладчиков некоторых марок составляет 50-67 Гц. Для самолетных конструкций гидросистем характерна вибрация с частотой 20-30 Гц и амплитудой от 0,3 до 1,5. Трубопроводные системы предприятий нефтяной и газовой промышленности имеют широкий диапазон частот от 3 до 100 Гц.

Учитывая вышеизложенное, исследования гидравлических сопротивлений трубопроводов были проведены в условиях низкочастотной вибрации с $f=30-60$ Гц, $A=0,2-1,6$ мм.

Обработка опытных данных была выполнена в критериальном виде. Если при исследовании гидравлических сопротивлений в условиях неподвижного трубопровода это зависимость $\lambda = f(Re)$, то при исследовании потока в вибрирующем трубопроводе зависимости $\lambda = f(Re, n_k)$ и $\lambda = f(Sh)$, где n_k — вибрационная перегрузка и Sh — число Струхала, соответственно равные

$$n_k = \frac{A\omega^2}{g}, \quad (7)$$

$$Sh = \frac{Af}{V}, \quad (8)$$

где A — амплитуда; ω — круговая частота колебаний; g — ускорение свободного падения; V — средняя скорость потока жидкости.

Вибрационные перегрузки составили $n_k = 1,5-13$.

На основании анализа полученных зависимостей $\lambda = f(Re, n_s)$ и $\lambda = f(Sh)$ установлено:

1. Низкочастотные поперечные колебания, передаваемые рукавами высокого давления через опоры их крепления, изменяют гидравлические сопротивления в потоке жидкости. При этом изменяются величина λ и $Re_{кр}$.
2. Изменение λ в условиях вибрации зависит от области сопротивления, геометрических размеров трубопровода (d и Δ/d) и параметров вибрации (n_s , A и f).
3. В области ламинарного движения изменение λ (как увеличение, так и уменьшение) отмечалось в диапазоне от $Re=500$ до $Re=Re_{кр}$, достигая максимума при значениях $Re=Re_{кр}$. В качестве иллюстрации на рис. 2 приведен график зависимости $\varphi = f(Sh, Re)$, где $\varphi = \frac{\lambda_{кр}}{\lambda}$ ($\lambda_{кр}$ - значение коэффициента сопротивления в условиях вибрации; λ - то же, но в неподвижном трубопроводе).

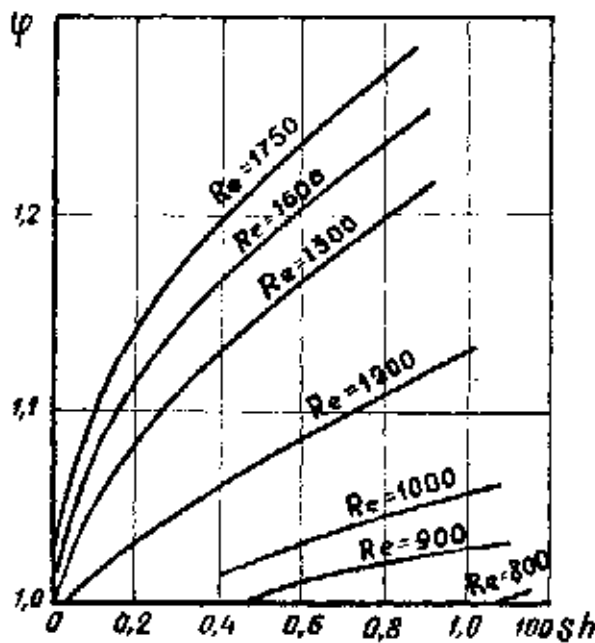


Рис. 2. Зависимость $\varphi = \frac{\lambda_{кр}}{\lambda}$ от числа Струхала при различных значениях Re для шланга $d=12$ мм

4. В области переходного режима изменение λ (увеличение или уменьшение) в диапазоне чисел Рейнольдса от критического значения до $Re = 10000-12000$. При $Re > 10000-12000$ изменения λ не отмечалось при значениях вибрационных перегрузок n_s .
5. В области квадратичных сопротивлений вибрация не оказывала влияния на величину коэффициента гидравлического сопротивления λ .

Таким образом, выполненные экспериментальные исследования методом сравнения позволили дать количественную оценку воздействий низкочастотных поперечных колебаний на потери напора (удельной энергии) по длине h_{np} . Установлено, что в условиях вибрации изменяется коэффициент λ .

Вместе с тем, согласно (4) h_{np} зависит, кроме того, от средней скорости потока V . Однако изменения V и объемного расхода Q в условиях вибрации не отмечалось. Это позволило принять движение жидкости в вибрирующем трубопроводе как установившееся и находить потери согласно уравнению (2).

Рассмотрение движения жидкости при вибрации трубопровода как неустановившееся дает возможность в какой-то мере дать качественную характеристику воздействий низкочастотных колебаний на гидравлические потери.

3. Потери напора в вибрирующем трубопроводе как потери энергии при неустановившемся движении

Рассмотрим движение потока жидкости в вибрирующем трубопроводе как неустановившееся. Согласно [3] для произвольной линии тока в случае неустановившегося движения несжимаемой жидкости уравнение Д. Бернулли имеет вид

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h'_u + h'_i, \quad (9)$$

Оно связывает мгновенные значения параметров движения (P и U) в двух точках линии тока. Это уравнение отличается от уравнения Бернулли для установившегося течения наличием в правой части слагаемого h'_i , равного

$$h'_i = \frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial \bar{U}}{\partial t} d\bar{S}, \quad (10)$$

которое называется инерционным напором и отражает нестационарный характер движения жидкости при вибрации трубопровода. Здесь S_1 и S_2 — криволинейные координаты в произвольных точках 1 и 2 линии тока. Уравнение (10) получено на основании дифференциального уравнения вязкой жидкости (уравнений Навье-Стокса), где касательные напряжения

подчинены закону Ньютона $\tau = \frac{\partial U}{\partial n}$. При этом полагаем, что его применение допустимо и для усредненного турбулентного течения [1].

Уравнение (9) будем применять только к таким неустановившимся течениям, в которых форма линий тока мало меняется (или не меняется) во времени. К таким течениям можно отнести большинство потоков несжимаемой жидкости в трубах и каналах с жесткими (недеформируемыми, как в нашем случае) стенками. Для этих течений уравнение (9) можно распространить на поток конечных размеров подобно тому, как это делается для установившегося движения. Тогда все слагаемые искомого уравнения для нестационарного потока в вибрирующем рукаве высокого давления будут такими же, как и в случае установившегося движения (1) при неподвижном трубопроводе, кроме слагаемого h'_i .

Выполним все необходимые операции согласно [3] с напором h'_i , имея в виду, что усреднение остальных членов уравнения (9) не отличается от аналогичного усреднения слагаемых уравнения Бернулли для установившегося движения.

Поскольку мы приняли, что линии тока во времени неизменны, то векторы $\frac{\partial \bar{U}}{\partial t}$ и $d\bar{S}$ коллинеарны и их скалярное произведение $\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} d\bar{S}$ можно заменить произведением модулей. Тогда усредненное по живому сечению ω значение инерционного напора h_i выразится соотношением

$$h_i = \frac{1}{\rho g Q} \int_{\omega} h'_i \rho g U d\omega = \frac{1}{Q} \int_{\omega} U d\omega \frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial U}{\partial t} dS. \quad (11)$$

Ввиду несжимаемости жидкости и неизменности линий тока элементарный расход по линии тока в данный момент постоянен ($dQ = U d\omega = \text{const}$) и не зависит от переменной S . Изменив порядок интегрирования в (11), получим

$$h_i = \frac{1}{gQ} \int_{S_1}^{S_2} dS \int_{\omega} U \frac{\partial U}{\partial t} d\omega = \frac{1}{gQ} \int_{S_1}^{S_2} dS \frac{\partial}{\partial t} \int_{\omega} \frac{U^2}{2} d\omega = \frac{1}{2gQ} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_0 V^2 \omega) = \frac{1}{2gQ} \int_{S_1}^{S_2} 2\alpha_0 \omega V \frac{\partial V}{\partial t} dS, \quad (12)$$

где V — средняя скорость в сечении ω ; α_0 — коэффициент количества движения (коэффициент Буссинеска), который будем считать независимым от времени: $\alpha_0 \approx 1,03$.

Учитывая, что расход Q зависит только от времени, но не зависит от координаты S , получим

$$h_i = \frac{1}{gQ} \int_{S_1}^{S_2} \alpha_0 V \omega \frac{\partial V}{\partial t} dS = \frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \alpha_0 \frac{\partial V}{\partial t} dS,$$

или, т.к. $V = \frac{Q(t)}{\omega(S)}$, то

$$h_i = \frac{1}{g} \int_{S_1}^{S_2} \alpha_0 \frac{1}{\omega} \frac{dQ}{dt} dS = \frac{1}{g} \frac{dQ}{dt} \int_{S_1}^{S_2} \frac{\alpha_0}{\omega} dS. \quad (13)$$

Если рассматривать, как в нашем случае, течение в прямолинейной цилиндрической трубе ($\omega = const$) и принять $\alpha_0 = const$, то

$$h_i = \alpha_0 \frac{1}{g} \frac{l}{d} \frac{dQ}{dt} = \alpha_0 \frac{l}{d} \frac{dV}{dt}, \quad (14)$$

где $l = S_2 - S_1$ - расстояние между выбранными сечениями.

Уравнение неустановившегося движения для потока вязкой несжимаемой жидкости примет вид

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_w + h_i. \quad (15)$$

Для случая выполненных нами экспериментальных исследований при течении жидкости в вибрирующем рукаве высокого давления, когда $Z_1 = Z_2$; $\alpha_1 = \alpha_2$; $V_1 = V_2$ (т.к. $\omega = const$) и $h_w = h_{mp}$, уравнение (15) приводится к виду

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_2}{\rho g} + h_{mp} + h_i. \quad (16)$$

Обратим внимание, что инерционный напор h_i - знакопеременная величина, $h_i > < 0$. Он положителен для ускоренного движения ($\frac{dV}{dt} > 0$) и отрицателен для замедленного ($\frac{dV}{dt} < 0$). Инерционный напор хотя и входит в правую часть уравнений (15) и (16), но он не выражает потерь энергии, т.к. не связан с диссипативными силами.

В случае вибрации трубопровода

$$h_{mp} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} \pm h_i. \quad (17)$$

Уравнение (17) показывает, что при вибрации трубопровода потери по длине зависят от инерционного напора h_i . При этом h_{mp} могут как увеличи-

ваться, так и уменьшаться в зависимости от знака инерционного напора, что отмечалось в эксперименте. Можем предположить, что на знак и величину h_i влияют параметры вибрации (f и A) и геометрические размеры трубопровода. Наличие инерционного напора приводит, таким образом, к изменению в нестационарном потоке гидравлических потерь по длине $h_{тр}$ и коэффициента трения λ по сравнению со стационарным потоком.

Выводы

1. Низкочастотная вибрация трубопроводов изменяет потери удельной энергии (напора) в доквадратичных областях сопротивления.
2. Одной из причин изменения потерь энергии в условиях вибрации может быть инерционный напор h_i . Так как $h_i \gg 0$, то по длине $h_{тр}$ и, следовательно, коэффициент гидравлического трения λ может как увеличиваться, так и уменьшаться.

Список литературы

1. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение. 1975. 559 с.
2. *Некрасов Б.Б.* Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М.: Машиностроение. 1967. 236 с.
3. *Емцев Б.Т.* Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение. 1978. 463 с.
4. *Овчаренко И.Х., Машини К.Н.* Рекомендации к гидравлическому расчету гибких трубопроводов в условиях вибрации. Новочеркасск: НИМИ. 1978. 16 с.

УДК 621.311

Э.У. ЯМЛЕЕВА

К анализу механизма насыщения деаэрированной воды коррозионно-агрессивными газами в баках-аккумуляторах

Основная причина повреждений тепловых сетей – коррозионные разрушения металла труб. Раньше считалось, что повреждения связаны только с наружной коррозией трубопроводов. Однако в последнее время проблемы внутренней коррозии трубопроводов теплосети встают все более остро. В среднем по России 25% всех повреждений тепловых сетей связаны с внутренней коррозией.

Основными водно-химическими параметрами, влияющими на повреждаемость трубопроводов теплосети от внутренней коррозии, являются: содержание растворенных в воде кислорода и диоксида углерода, значение pH , содержание сульфатов и хлоридов (в меньшей степени), щелочность воды. Но определяющим фактором является именно содержание растворенных коррозионно – агрессивных газов в сетевой и подпиточной воде [1].

Исходя из условий максимально допустимой скорости внутренней коррозии тепловых сетей и теплообменного оборудования, ПТЭ [2] устанавливает нормативное содержание растворенного кислорода в сетевой воде как открытых, так и закрытых систем теплоснабжения 20 мкг/дм^3 при нормативном содержании кислорода в подпиточной воде теплосети 50 мкг/дм^3 . Свободная углекислота в подпиточной и сетевой воде должна полностью отсутствовать.

Однако во многих системах теплоснабжения наблюдается интенсивная внутренняя коррозия тепловых сетей, несмотря на деаэрацию подпиточной воды на ТЭЦ и котельных в строгом соответствии с нормами ПТЭ.

Основной причиной повышенной интенсивности внутренней коррозии сетевых трубопроводов в этих случаях обычно является повторное насыщение сетевой воды кислородом и диоксидом углерода. Например, в системах теплоснабжения, подключенных к Ростовской ТЭЦ-2 и Саратовской ТЭЦ-5, интенсивность внутренней коррозии тепловых сетей лишь на 10 % обуслов-

лена нарушениями качества подпиточной воды, а остальные 90 % отрицательного воздействия приходится на повторное насыщение сетевой воды кислородом и диоксидом углерода.

Решение проблемы обеспечения герметичности системы теплоснабжения и предотвращения повторного насыщения подпиточной и сетевой воды коррозионно-агрессивными газами должно носить, безусловно, приоритетный характер. По своей важности для обеспечения надежности теплоснабжения города эта проблема может в отдельных случаях многократно превышать важность всех остальных проблем, связанных с подготовкой воды и водно-химическим режимом теплосети. Более того, до радикального решения этой проблемы усилия по повышению эффективности противокоррозионной обработки подпиточной воды на ТЭЦ будут практически обесценены, т.к. они касаются лишь 10 % факторов внутренней коррозии.

Одним из основных путей повторного попадания кислорода и диоксида углерода в систему теплоснабжения на ТЭЦ является насыщение деаэрированной воды этими газами при хранении воды в баках-аккумуляторах по причине контакта этой воды с атмосферным воздухом.

Однозначного мнения по интенсивности насыщения воды коррозионно-агрессивными газами в баках-аккумуляторах не существует. Так, в статье М.Н. Курныка [3] утверждается, что в режиме хранения воды в баке содержание растворенного кислорода не превышает нормы ПТЭ. Отмечается, что на высоте слоя воды 2,5-3 м от основания бака кислород в воде практически отсутствует, а наиболее насыщенным кислородом является верхний слой воды глубиной до 500 мм.

В тоже время существует мнение, что при отсутствии вертикальных токов воды насыщению подвергается лишь верхний слой воды высотой 5-10 см, который практически не перемешивается с основной массой хранящейся в баках воды.

Наши наблюдения за работой системы теплоснабжения г. Новоульяновска, в которой две гидравлические зоны разделены баками-аккумуляторами, показали, что сетевая вода в баках-аккумуляторах наислороживается до 50-100 мкг/дм³. Содержание растворенного кислорода в подпиточной воде основного теплоисточника этой системы стабильно поддерживается на уровне 5 мкг/дм³.

Интенсивность повторного насыщения деаэрированной воды газами в баках-аккумуляторах обусловлена очень большим числом факторов: частой заполнением и опорожнением, гидродинамическим и температурным режимом работы бака, схемой подвода и отвода воды, геометрическими размерами бака, теплообменом бака с окружающей средой и т.п.

Для выявления действительного механизма насыщения воды газами при хранении ее в баке-аккумуляторе целесообразно попытаться создать теоретическую модель этого механизма. Для постановки задачи исследования рассмотрим процессы, происходящие при заполнении – опорожнении бака-аккумулятора.

Если взять отдельный случай и рассматривать бак-аккумулятор только в режиме хранения воды, то следует принимать в расчет только кинетику гетерогенного процесса растворения коррозионно-агрессивных газов, определяемого диффузионным и межфазовым процессами.

На поверхности контакта воды с воздухом в баке-аккумуляторе происходит процесс диффузии кислорода и диоксида углерода. Слой диффузионного проникновения кислорода в воду невелик, так как процесс диффузионного проникновения газов в жидкость протекает медленно.

Диффузионный процесс описывается уравнением

$$\frac{dx}{d\tau} = DS \left(\frac{\partial c}{\partial l} \right)_{l=0} = \frac{D}{\delta} S (C_s - C_x), \quad (1)$$

где $\frac{dx}{d\tau}$ – скорость растворения с поверхности S ; C_x – концентрация в растворе; C_s – концентрация у поверхности раздела фаз; δ – условная толщина слоя диффузии; D – коэффициент диффузии.

Одновременно с процессом диффузии происходит процесс конвективного переноса, в результате которого происходит перемешивание слоев жидкости. Конвекция осуществляется путем периодического погружения верхнего остывающего слоя в глубь воды. При этом происходит растворение кислорода и диоксида углерода в воде. Скорость растворения при конвективном переносе описывается уравнением

$$\frac{dx}{d\tau} = KS(C_n - C_x), \quad (2)$$

где C_n – концентрация насыщенного раствора; K – константа скорости растворения.

Из уравнений (1) и (2) следует, что суммарная скорость растворения газов в воде с учетом диффузионного процесса и конвективного переноса равна

$$\frac{dx}{dt} = \frac{KD}{D + K\delta} S(C_s - C_N) = K_p S(C_s - C_N), \quad (3)$$

а суммарная константа скорости растворения K_p равна

$$K_p = \frac{KD}{D + K\delta} = \frac{\frac{KD}{\delta}}{K + \frac{D}{\delta}}. \quad (4)$$

Из уравнения (4) следует

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{K} + \frac{\delta}{D}. \quad (5)$$

Если $K > \left(\frac{D}{\delta}\right)$, то растворение будет определяться диффузией.

Зависимости (1)-(5) являются основой для описания процессов, происходящих в баке-аккумуляторе. Для того чтобы описать все процессы в полной мере, требуется составить дифференциальное уравнение движения воды с переменными значениями начальных и граничных условий.

Имеются уравнения конвективной диффузии при постоянных начальных и граничных условиях [4]:

$$V_x \frac{\partial C}{\partial X} + V_y \frac{\partial C}{\partial Y} + V_z \frac{\partial C}{\partial Z} = \frac{1}{P_c} \left(\frac{\partial^2 C}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial Z^2} \right). \quad (6)$$

Левая часть уравнения конвективной диффузии характеризует конвективный перенос кислорода и диоксида углерода вместе с жидкостью, правая часть — молекулярную диффузию.

При составлении дифференциального уравнения учет степени остаточного объема после опорожнения бака-аккумулятора и концентрации растворенных коррозионно-агрессивных газов в этом объеме позволяет описать цикл процесса опорожнения — заполнения бака-аккумулятора.

Выводы

1. Одной из основных причин повышенной интенсивности внутренней коррозии сетевых трубопроводов является повторное насыщение сетевой воды кислородом и диоксидом углерода.

2. Проанализированы основные теоретические зависимости, описывающие процесс конвективной диффузии. Показаны необходимость и пути решения задачи насыщения воды коррозионно-агрессивными газами в режиме опорожнения - заполнения бака-аккумулятора.

Список литературы

1. Балабан Ирменин Ю.В., Липовских В.М., Рубашов А.М. Защита от внутренней коррозии трубопроводов водяных тепловых сетей. М.: Энергоатомиздат. 1999. 248 с.
2. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. 15-е изд. М.: СНО ОРГРЭС. 1996.
3. Куртык Л.Н. Исследование работы бака-аккумулятора подпитки теплосети// Энергетик. 1971. № 8. С. 21-23.
4. Левиц В.Г. Физико-химическая гидродинамика. М: Государственное издательство физико-математической литературы. 1959. 699 с.

УДК 621.186 : 621.176

В. А. ШМАКОВ

Использование инжекторов в теплоэнергетических установках

Инжектор — струйный аппарат, в котором осуществляется процесс инъекции, заключающийся в передаче кинетической энергии одного потока другому потоку путем непосредственного контакта (смешения).

Первый инжектор запатентован французским инженером Жиффаром в 1858 году [1]. Длительное время инжекторы применялись в качестве питательных насосов в котельных низкого давления.

В настоящее время интерес к инжекторам заметно повысился в связи с интенсивной рекламной кампанией, проводимой профессором Фисенко В.В. (Фисенко В.В. предпочитает называть рекламируемые им инжекторы трансзвуковыми аппаратами “Фисоник” и “Транссоник”) [2].

Основным достоинством инжекторов является повышение давления инжектируемого потока без непосредственной затраты механической энергии. Благодаря этому качеству использование струйных инжекторов во многих отраслях техники позволяет получать более простые и надежные технические решения по сравнению с применением механических нагнетателей (компрессоров, насосов, газодувок, вентиляторов).

Использованию инжекторов способствуют их малый вес, малые габариты, отсутствие вращающихся механизмов и легкость обслуживания и ремонта.

Простота схем включения струйных аппаратов в различные установки наряду с исключительной простотой их конструкции, а также несложностью их изготовления позволяет изготовить струйный аппарат средствами предприятия, которое в нем нуждается; так, например, известны случаи изготовления водо-водяных струйных аппаратов производительностью до 5000 м³/ч воды без содействия машиностроительных заводов [3].

В теплоэнергетических установках применение инжекторов целесообразно в тех случаях, когда жидкость необходимо не только транспортировать, но и производить ее подогрев. На тепловых электростанциях использование инжекторов нередко приводит к понижению экономичности из-за

снижения теплофикационной выработки электрической энергии. Наибольшие перспективы, по нашему мнению, применение инжекторов имеет в промышленно-отопительных паровых котельных.

В научно-исследовательской лаборатории "Теплоэнергетические системы и установки" УдГУ разработан ряд схем котельных установок с использованием струйных инжекторов.

В предложенных установках инжектор одновременно используется в качестве подогревателя и насоса для подачи жидкости. Использование данных технических решений позволяет повысить экономичность котельной установки при уменьшении капитальных и эксплуатационных затрат.

Например, стандартная схема водопитательной установки котельной состоит из деаэратора атмосферного типа, питательного насоса, насоса для подачи воды на химводоочистку и подогревателя химически очищенной воды. Предварительный подогрев химически очищенной воды в подогревателях нужен для эффективной работы деаэратора.

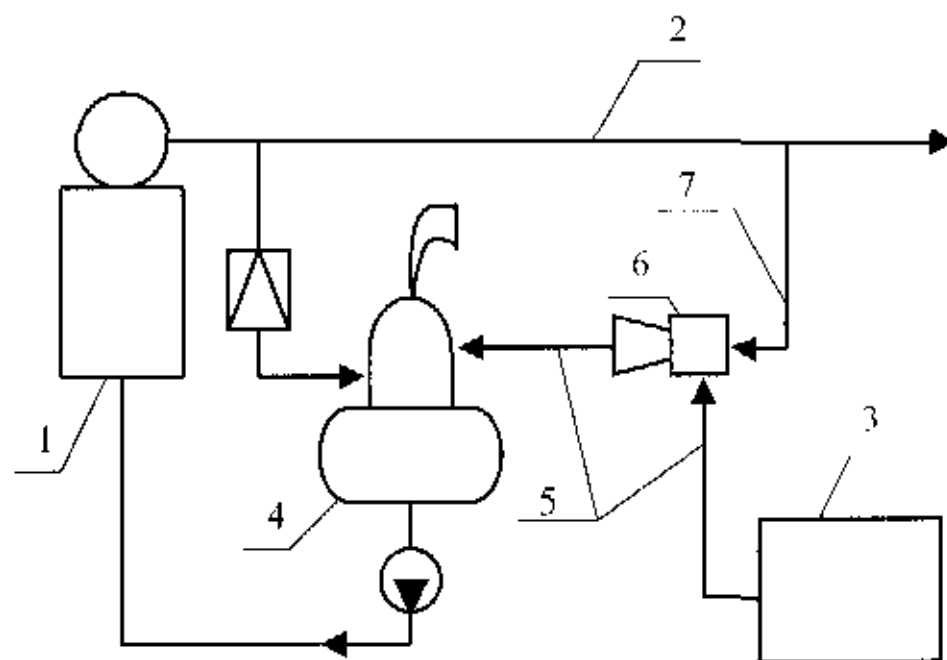


Рис. 1. Принципиальная схема котельной установки: 1 – котел; 2, 7 – паропроводы; 3 – водоподготовительная установка; 4 – термический деаэратор; 5 – трубопровод исходной воды; 6 – инжектор

Нами предложено включить инжектор в трубопровод исходной воды в качестве контактного подогревателя (рис. 1). Это позволяет наряду с обеспечением нагрева исходной воды использовать энергию пара для подачи исходной воды в термический деаэратор и, тем самым, исключить из схемы котельной установки насос для подачи воды в деаэратор и повысить

экономичность котельной установки. При этом капитальные и эксплуатационные затраты на использование инжектора несомненно меньше затрат на использование подогревателя и насоса химически очищенной воды.

На рис. 2 изображена схема котельной установки, в которой подача, подогрев и эмульсация мазута происходит за счет энергии потока продувочной воды [4].

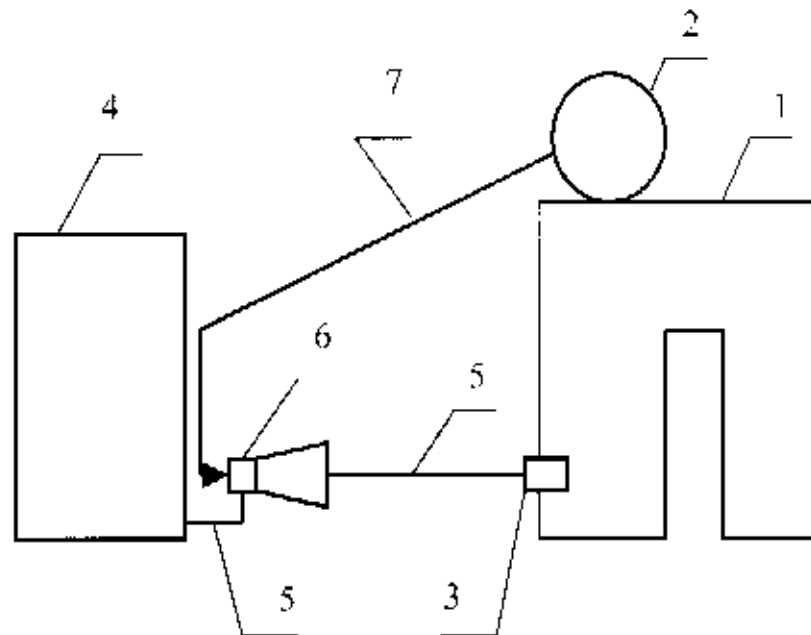


Рис. 2. Принципиальная схема котельной установки: 1 – котел; 2 – барабан котла; 3 – горелки; 4 – мазутохранилище; 5 – мазутопровод; 6 – инжектор; 7 – трубопровод продувочной воды

Данное техническое решение позволяет не только исключить из схемы котельной установки насос для подачи мазута в горелки, но и за счет образования водомазутной эмульсии (ВМЭ) повысить КПД котельной установки благодаря сокращению выброса продуктов неполного сгорания на 80-90 %, уменьшения коэффициента избытка воздуха и понижения температуры уходящих газов.

Частично решена и проблема утилизации продувочной воды, так для котельной производительностью 48 т/ч, состоящей из 3 котлов ДКВР-16-14ГМ с величиной продувки 3 %, на подачу и подогрев мазута необходимо всего около 12 % продувочной воды.

Остальную продувочную воду можно направить в охладитель непрерывной продувки или на другие производственные нужды.

Водомазутные эмульсии (ВМЭ), получаемые для использования в качестве топлива, относятся к полидисперсным «истинным» эмульсиям. Размеры дисперсной фазы (воды) зависят от технологии приготовления, вязкости, физико-химических свойств мазута, а также времени хранения и колеблются от 1 до 70 мкм.

По концентрации дисперсной фазы (воды) ВМЭ относятся к разбавленным, так как на практике концентрация воды не превышает 20-30 %, а оптимальная 8-12 %.

Первое опытно-промышленное внедрение сжигания ВМЭ на железнодорожном транспорте, проведенное Институтом горючих ископаемых АН СССР (ИГИ), показало целесообразность и эффективность его использования в котельно-печной технике. Сжигание эмульсии с содержанием воды до 30 % в топках паровозных котлов (паровозов серии СО, СУ) на Московско-Рязанской железной дороге дало экономию 1,1-2,7 руб./т (цены 1989 г.) натурального мазута [5].

Использование ВМЭ на морском и речном флоте началось с 1959 г. на базе мазутных зачисток, подделаневых вод, загрязненных нефтепродуктами, и дало большой экономический и экологический эффект.

Исследования, проведенные Саратовским политехническим институтом на парогенераторе БКЗ-75-39ГМ Энгельской ТЭЦ-3, показали, что использование в качестве топлива ВМЭ с влажностью 18-20 % позволяет получить снижение эмиссии оксидов азота на 30-35 %, сажи на 70-80 %, бенз(а)пирена на 80-90 % [5].

При одинаковых температурных условиях воспламенение паров капли водомазутной эмульсии происходит раньше, чем капли обезвоженного мазута. Так, при температуре 350 °C капля ВМЭ начинает закипать через 2 с, при 500 °C уже через 1 с, а капля мазута только через 7 с [5].

Кипение ВМЭ происходит в две стадии. Сначала закипает содержащаяся в эмульсии вода в глобулах. Давление в глобулах дисперсной фазы резко возрастает. Внутренние силы разрывают поверхностную пленку и дробят каплю ВМЭ. Взрывной характер горения является фактором дополнительного перемешивания паров топлива с кислородом воздуха, что способствует как ускорению процесса горения, так и уменьшению коэффициента избытка воздуха (1,05-1,07) [6]. Резкое падение давления внутри капли, ее микродробление, приобретение частичками капли дополнительной кинетической энергии ведут к мгновенному испарению и образованию парового облака. Механизм микродробления и его позитивное влияние на интенсификацию

сжигания жидкого топлива к настоящему времени не вызывает сомнения и подтверждается кинограммами, выполненными как отечественными, так и зарубежными исследователями.

Рассмотрим способ подогрева мазута продувочной водой с помощью струйного инжектора [4] на примере котельной, состоящей из 3 котлов ДКВР-16-14ГМ с КПД котельной установки $\eta=0,9$. Примем величину непрерывной продувки 2,5-3 % от производительности агрегата, температуру продувочной воды $t=198^\circ\text{C}$, давление рабочего пара $p_p=1,4$ МПа.

Примем начальное давление мазута $p_n=10$ кПа, начальную температуру $t=65^\circ\text{C}$. ВМЭ содержит 80%-мазута и 20%-воды.

Для работы котельной применяем стандартный инжектор с цилиндрической камерой смешения, конструкция которого допускает смену камер смешения и рабочих сопел. Геометрические характеристики инжектора:

$d_{p*}=15$ мм — диаметр критического сечения;

$d_1=20$ мм — диаметр выходного сечения;

$d_3=20$ мм — диаметр цилиндрического участка камеры смешения.

Давление ВМЭ за инжектором можно определить по формуле [7]:

$$P_c = P_p \left[H_{p1} \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{K_1}{\varphi_3} \kappa_p H_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1 - 0,5\varphi_3^2) \times \right. \\ \left. \times \kappa_p \left(\frac{2}{\kappa_p + 1} \right)^{\frac{\kappa_p}{\kappa_p - 1}} \frac{v_c}{v_p} \left(\frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2 \right] - \left(1 - \frac{f_{p1}}{f_3} \right) P_n, \quad (1)$$

где P_{p1} — относительное давление в выходном сечении,

$$H_{p1} = H_{p,n} = \frac{P_n}{P_p}, \quad (2)$$

$P_{p1}=0,007$; f_{p1} — площадь сечения рабочего сопла, $f_{p1}=314$ мм²; f_1 — площадь сечения конца камеры смешения, $f_3=314$ мм²; K_1 — коэффициент скорости рабочего потока, $K_1=0,834$ [7]; κ_p — показатель адиабаты для сухого насыщенного водяного пара, $\kappa_p=1,13$;

$$H_{p*} = \left(\frac{2}{\kappa_p + 1} \right)^{\frac{\kappa_p}{\kappa_p - 1}}, \quad (3)$$

где $H_{p*}=0,579$; λ_{p1} — приведенная изобэнтропная скорость, $\lambda_{p1}=2,67$; f_{p*} — площадь критического сечения сопла, $f_{p*}=176,6$ мм²; φ_3 — коэффи-

ент скорости в диффузоре, $\varphi_3 = 0,9$ [7]; v_c – удельный объем ВМЭ, $v_c = 0,0013 \text{ м}^3/\text{кг}$; v_p – удельный объем рабочего пара, $v_p = 0,47 \text{ м}^3/\text{кг}$; u – коэффициент инжекции, $u = 4$.

Из формулы (1) определили $P_c = 1258 \text{ кПа}$, то есть ВМЭ будет подаваться в горелки котла под давлением 1258 кПа.

Из расчета видно, что при увеличении диаметра камеры смещения конечное давление ВМЭ за инжектором будет уменьшаться.

Температуру ВМЭ за инжектором можно определить из уравнения теплового баланса:

$$Q_p + Q_u = Q_c; \quad (4)$$

$$t_c = \frac{t_u(c_m G_u + c_{эм} G_c) - G_p h_p}{c_{эм} G_c}, \quad (5)$$

где Q_p – количество теплоты мазута; Q_u – количество теплоты продувочной воды; Q_c – количество теплоты ВМЭ за инжектором; $c_{эм}$ – теплоемкость ВМЭ;

$$c_{эм} = c_u m_u + c_m m_m, \quad (6)$$

c_u , c_m – соответственно теплоемкости воды и мазута; m_u , m_m – массовые доли воды и мазута в ВМЭ; $c_{эм} = 2,35 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; h_p – энтальпия пара, $h_p = 2,8 \text{ МДж/кг}$.

Из выражения (5) следует, что $t_c = 107,02 \text{ }^\circ\text{C}$, то есть ВМЭ подается в горелки котла с температурой 107,02 $^\circ\text{C}$.

Определим, какое количество продувочной воды потребуется для подачи мазута в горелки котла.

Количество продувочной воды котельной:

$$G'_{прод} = 1440 \text{ кг/ч.}$$

Определим количество теплоты, вырабатываемой котельной в час:

$$Q_{кот} = G(t_u - t_c), \quad (7)$$

где G – производительность котельной, $G = 48000 \text{ кг/ч}$; t_u – температура рабочего пара, $t_u = 198 \text{ }^\circ\text{C}$; t_c – температура конденсата, возвращаемого в котельную, $t_c = 70 \text{ }^\circ\text{C}$; $Q_{кот} = 25718 \text{ МДж/ч}$.

Определим количество теплоты, выделяемой при сгорании мазута:

$$Q_{сгор} = \frac{Q_{кот}}{\eta}, \quad (8)$$

где η – КПД котельной установки, $\eta = 0,9$; $Q_{сгор} = 28576 \text{ МДж/ч}$.

Определим низшую теплоту сгорания ВМЭ [5]:

$$Q_{н.эм}^p = (Q_{н.м}^p + 0,025W_{н.м}^p) \frac{100 - W_{эм}^p}{100 - W_{н.м}^p} - 0,025W_{эм}^p, \quad (9)$$

где $Q_{н.м}^p$ – низшая теплота сгорания мазута 40, $Q_{н.м}^p = 40,74$ МДж/ч; $W_{н.м}^p$ – содержание воды в мазуте, $W_{н.м}^p = 2$ %; $W_{эм}^p$ – содержание воды в ВМЭ, $W_{эм}^p = 22$ %; $Q_{н.эм}^p = 31,92$ МДж/ч.

Определим количество ВМЭ, потребляемой котельной:

$$G_{эм} = \frac{Q_{сгор}}{Q_{н.эм}^p}, \quad (10)$$

$$G_{эм} = 895,2 \text{ кг/ч.}$$

Для работы котельной требуется 895,2·0,8–716,16 кг/ч мазута (т. к. ВМЭ состоит на 80 % из мазута), а для подачи этого мазута в котел требуется 179,04 кг/ч продувочной воды.

Выводы

1. Применение инжекторов в теплоэнергетических установках целесообразно в тех случаях, когда инжектируемую жидкость необходимо не только нагнетать, но и подогревать при условии, что это не приведет к снижению теплофикационной выработки электрической энергии.
2. Предложены новые схемы котельных установок с использованием инжекторов для подогрева и подачи химически очищенной воды в термический деаэрактор (рабочая среда – пар), а также подогрева, эмульсации мазута и подачи водомазутной эмульсии в котел (рабочая среда – продувочная вода котла).

Список литературы

1. Борович Л.А. Фабричные паровые котлы, устройство их и уход за ними. М.: Изд. М.А. Петюкса. 1893. 420 с.
2. Фисенко В.В. Энергосберегающая технология в системах отопления и горячего водоснабжения// Теплоэнергетика. 2000. №1. С. 56-58.
3. Аронов Г.А. Струйные аппараты. М.: Госэнергоиздат. 1948. 137 с.
4. Патент № 2182279 RU. МПК⁷ F22 В 37/54. Способ работы котельной установки/ В.И. Шарапов, В.А. Шмаков, А.И. Дерябин// Б.И. 2002. № 13.
5. Волков А.И. Сжигание газового и жидкого топлива в котлах малой мощности. Л.: Недра. 1989. 159 с.
6. Клетнев Г.С., Никишина Ю.Г. Применение ресурсо- и энергосберегающих эмульсионных топлив на предприятиях теплоэнергетики// Материалы Третьей Российской

научно-технической конференции "Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности", Ульяновск: УлГТУ, 2001. С. 279-281.

7. *Соколов Е.Я., Зингер И.М.* Струйные аппараты. – 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.

УДК 621.311.22

П. Б. Пазушкин

Пути повышения энергетической эффективности и качества подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1 г. Ульяновска

Действующая технология подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1 г. Ульяновска не обеспечивает ни необходимого качества, удовлетворяющего нормам «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭС) [1], ни должной экономии топлива. Основными причинами этого являются:

- несоблюдение технологически необходимой температуры теплоносителей подоподготовительной установки;
- неоптимальное покрытие тепловой нагрузки турбинами;
- низкая экономичность водоподготовки, связанная с использованием высокопотенциальных источников теплоты.

Такое положение требует разработки мероприятий, позволяющих с наименьшими капитальными затратами повысить эффективность и экономичность подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1.

Рассмотрим схему подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1, изображенную на рис. 1. Входящее в состав схемы оборудование исторически разделено на две станции подготовки воды. В состав первой станции входят два подогревателя исходной воды, три вакуумных деаэратора (ДСВ-1, ДСВ-1а, ДСВ-2), и подогреватель греющего агента вакуумного деаэратора. Состав второй станции отличается количеством входящих вакуумных деаэраторов – их два (ДСВ-3, ДСВ-3а).

Соблюдение ПТЭС способствует надежной, долговечной и безаварийной работе оборудования и трубопроводов. В соответствии с ПТЭС в подпиточной воде тепловых сетей содержание растворенного кислорода должно быть не более 50 мкг/дм^3 , а содержание свободной углекислоты равно нулю. На рис. 2 и рис. 3 представлены данные по содержанию кислорода в деаэрированной воде после вакуумных деаэраторов (ВД) станций подготовки воды №1 и №2 ТЭЦ-1 за 01, 22, 23 и 30 ноября 2001 г. и изменение концентрации кислорода в течение суток. Так, на указанных рисунках

цифрами 1, 2 и 3 показаны данные за периоды с 0 до 8 часов, с 8 по 16 и с 16 по 24 часа соответственно. Случаи, в которых содержание кислорода равно нулю, соответствуют моментам, когда эти данные не фиксировались. Из рисунков видно, что содержание кислорода в деаэрированной (подпиточной) воде значительно превышало установленные ПТЭ нормы.

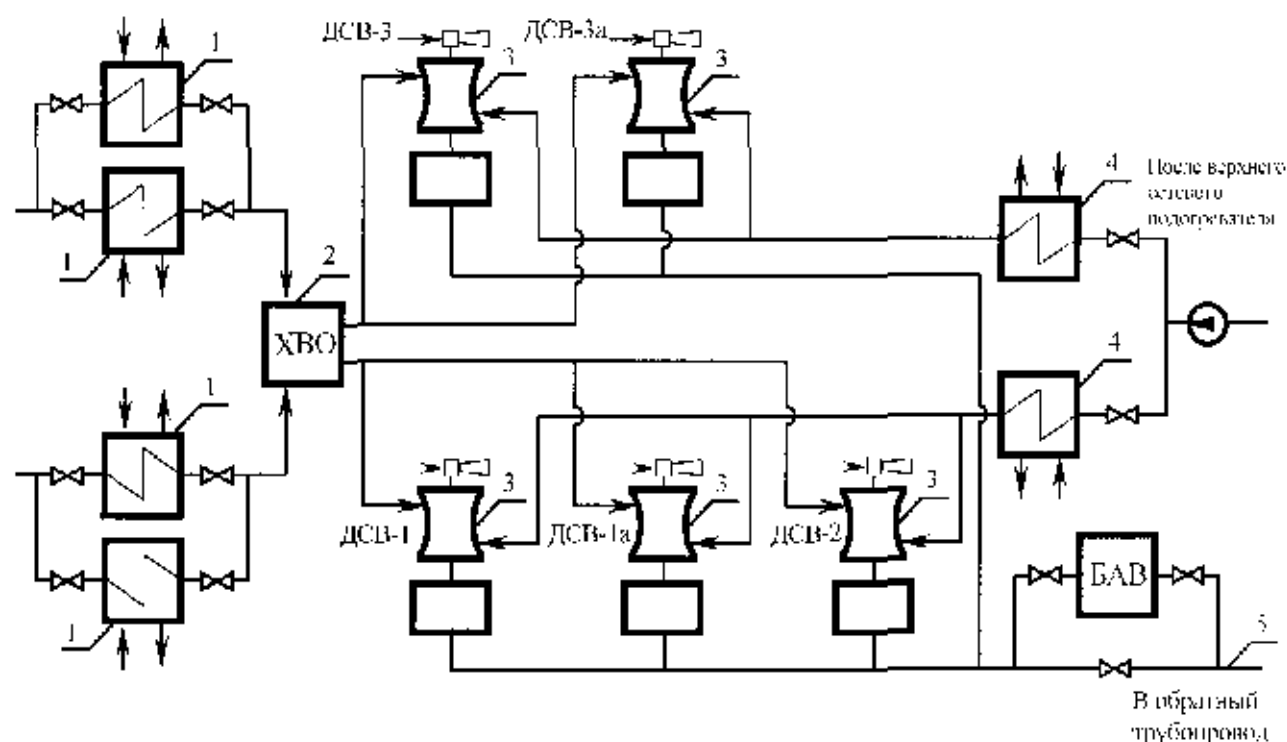


Рис. 1. Схема подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1 г. Ульяновска: 1 - подогреватель исходной воды; 2 - узел умягчения; 3 - вакуумный деаэратор подпиточной воды; 4 - подогреватель греющего агента вакуумного деаэратора; 5 - трубопровод деаэрированной воды

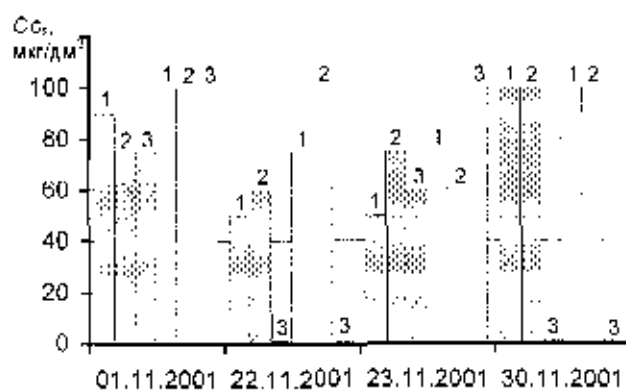


Рис. 2. Содержание кислорода в деаэрированной воде после деаэраторов 1-й станции: - данные по ДСВ-1, - данные по ДСВ-2



Рис. 3. Содержание кислорода в деаэрированной воде после деаэраторов 2-й станции: - данные по ДСВ-3

Завышенное содержание кислорода в деаэрированной воде обусловлено прежде всего несоблюдением температурных режимов вакуумной деаэрации. Температуры потоков вакуумных деаэрационных установок в ноябре 2001 г. колебались в пределах (рис. 4 и рис. 5):

- исходная вода перед вакуумными деаэраторами от 29°C до 37°C ;
- греющий агент вакуумных деаэраторов от 95°C до 106°C ;
- деаэрированная вода от 37°C до 58°C .

Технологически необходимые температурные режимы вакуумной деаэрации определяются типом применяемых деаэраторов, качеством исходной воды и методами додеаэрационной обработки. Принципиальные подходы к организации технологических режимов и их параметры изложены в [2]. Так, для условий ТЭЦ-1 необходимо поддерживать следующий температурный режим водоподготовки:

- температура обрабатываемой воды перед деаэраторами $t_{\text{об}} = t_{\text{исх}} = 35\text{-}50^{\circ}\text{C}$;
- температура воды, используемой в качестве греющего агента в вакуумных деаэраторах, $t_{\text{г}} = 90\text{-}100^{\circ}\text{C}$;
- подогрев деаэрируемой воды в деаэраторах $\Delta t = 10\text{-}20^{\circ}\text{C}$;
- температура деаэрированной воды $t_{\text{дв}} = 50\text{-}60^{\circ}\text{C}$.

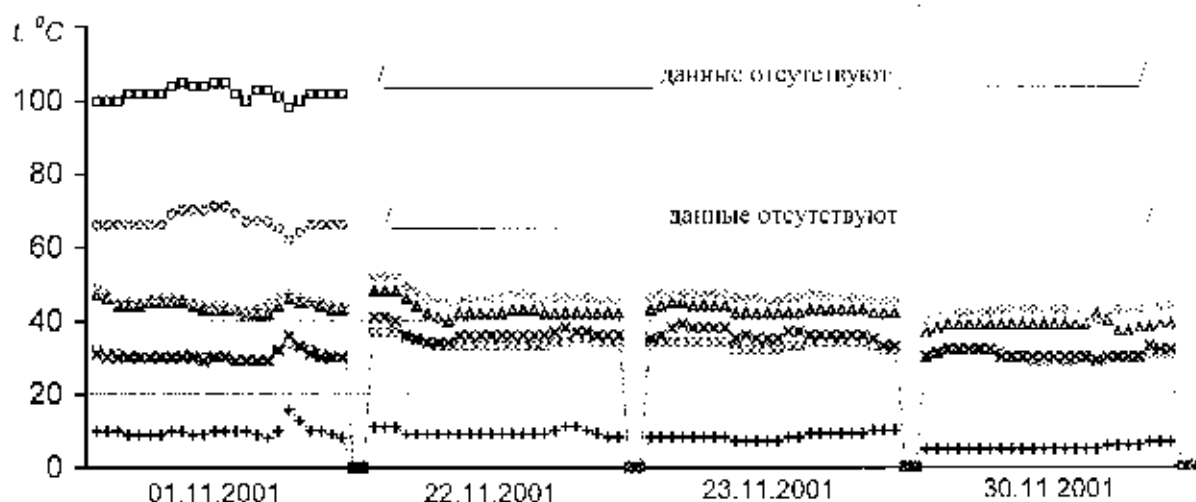


Рис. 4. Температуры потоков на станции подготовки воды №1 ТЭЦ-1: $\square$ - греющего агента ВД после подогревателя греющего агента; $\diamond$ - сетевой воды до подогревателя греющего агента ВД; $\triangle$ - деаэрированной воды после ДСВ-2; $\diamond$ - деаэрированной воды после ДСВ-1; $\circ$ - исходной воды после узла умягчения; $*$ - исходной воды после подогревателя исходной воды; $+$ - сырой воды до подогрева в подогревателе исходной воды

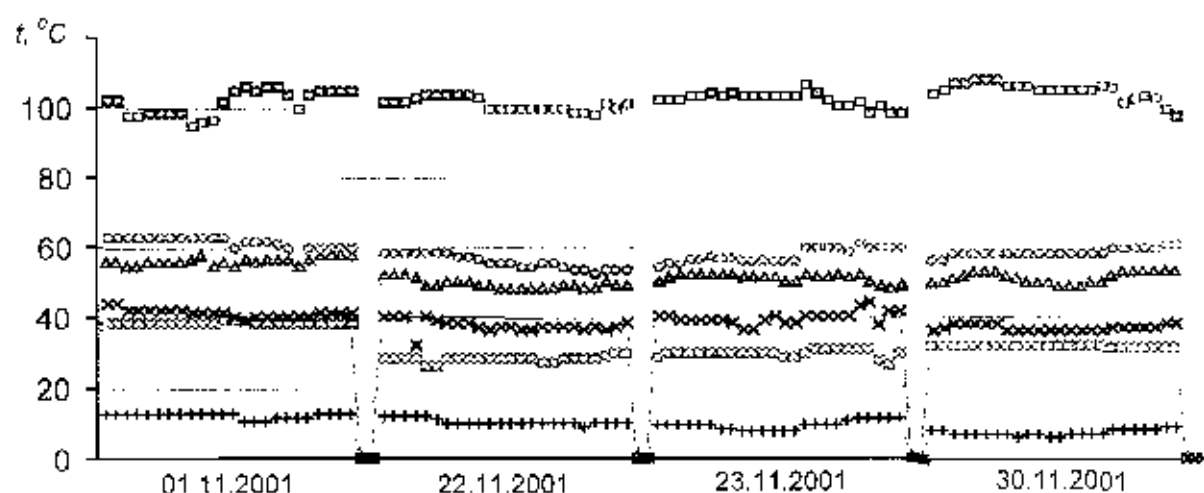


Рис. 5. Температуры потоков на станции подготовки воды №2 ТЭЦ-1: $\square$ - греющего агента ВД после подогревателя греющего агента; $\circ$ - сетевой воды до подогревателя греющего агента ВД; Δ - деаэрированной воды после ДСВ-3; $\diamond$ - исходной воды после узла умягчения; $+$ - исходной воды после подогревателя исходной воды; $+$ - сырой воды до подогрева в подогревателе исходной воды

Выделим из рис. 4 и рис. 5 данные, удовлетворяющие нижнему пределу температур по умягченной воде $t_{\text{ум}} = 35-50$ °C, деаэрированной воде $t_{\text{д}} = 50$ °C и греющему агенту ВД $t_{\text{га}} = 90$ °C (рис. 6 и рис. 7). Очевидно, что в указанный период на ТЭЦ-1 практически не соблюдались технологически

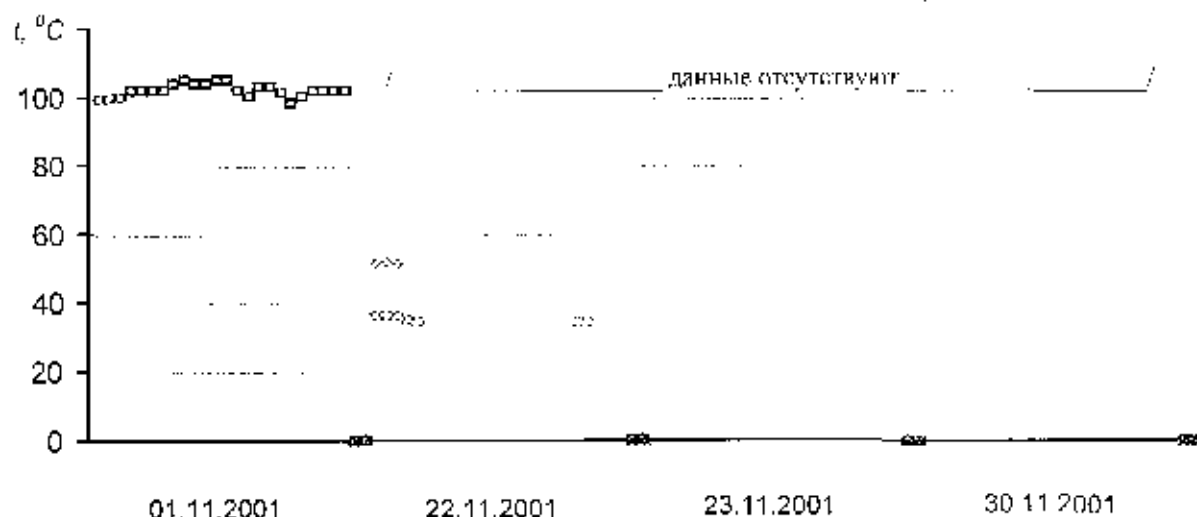


Рис. 6. Температуры потоков на станции подготовки воды №1 ТЭЦ-1, удовлетворяющие нижнему пределу температурного режима ВД: $\square$ - греющего агента ВД после подогревателя греющего агента; Δ - деаэрированной воды после ДСВ-2; $\diamond$ - исходной воды после узла умягчения

необходимые температуры потоков деаэрационных установок. При этом температура греющего агента ВД поддерживалась завышенной.

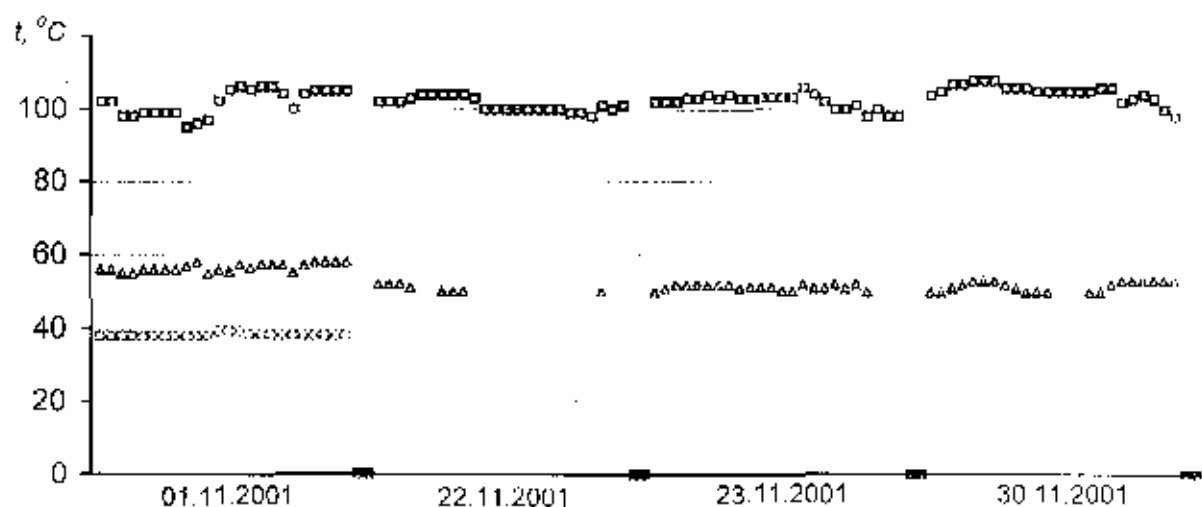


Рис. 7. Температуры потоков на станции подготовки воды №2 ТЭЦ-1, удовлетворяющие нижнему пределу температурного режима ВД: $\square$ - греющего агента ВД после подогревателя греющего агента; $\triangle$ - деаэрированной воды после ДСВ-3; $\times$ - исходной воды после узла умягчения

Определим количество теплоты Q , МВт, подаваемое в ВД станций подготовки подпиточной воды № 1 и № 2 с греющим агентом (перегретой водой) и сравним с количеством теплоты, необходимым для обеспечения $t_{\text{ог}} = 60^\circ\text{C}$ (рис. 8 и рис. 9). Расчеты показывают, что, несмотря на завышен-

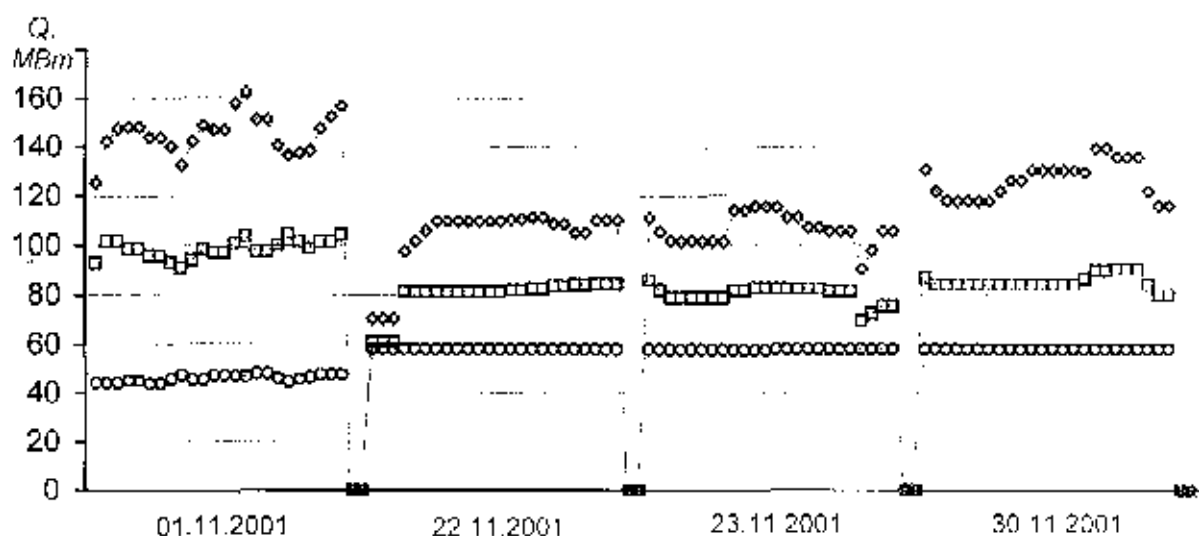


Рис. 8. Количество теплоты, подаваемое в ВД с греющим агентом (перегретой водой): $\square$ - при текущем значении $t_{\text{ог}}$; $\triangle$ - необходимое для обеспечения $t_{\text{ог}} = 60^\circ\text{C}$ при значении $t_{\text{х.о.в}} = 40^\circ\text{C}$; $\times$ - необходимое для обеспечения $t_{\text{ог}} = 60^\circ\text{C}$ при текущем значении $t_{\text{х.о.в}}$

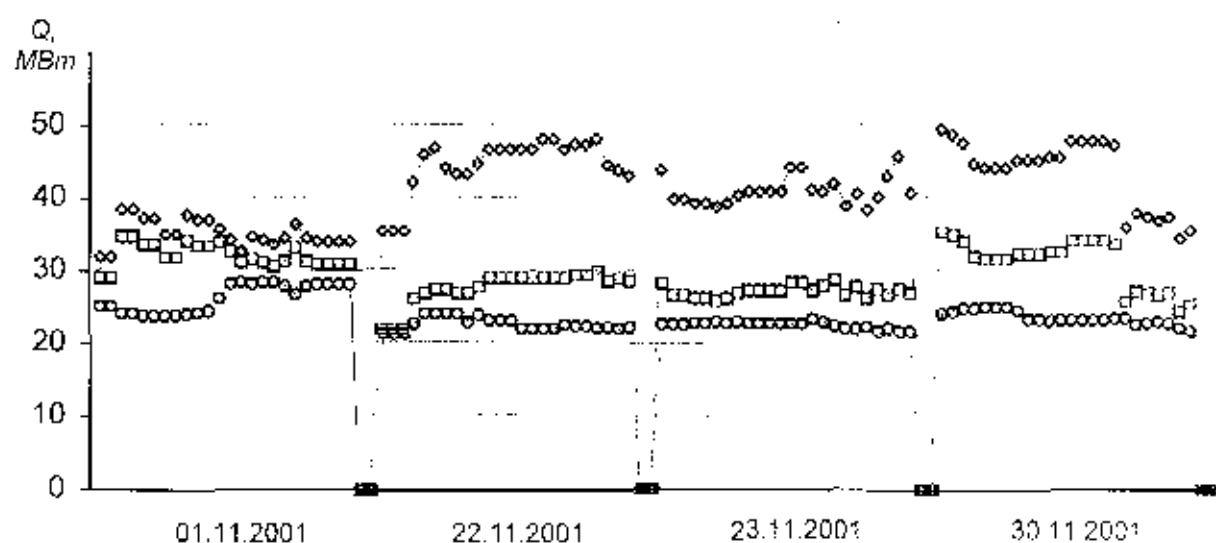


Рис. 9. Количество теплоты, подаваемое в ВД с греющим агентом (перегретой водой): ○ - при текущем значении t_{dh} ; □ - необходимое для обеспечения $t_{dh} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ при значении $t_{chw} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; ◇ - необходимое для обеспечения $t_{dh} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ при текущем значении t_{chw}

ную температуру греющего агента ВД. Требуемое количество теплоты потока греющего агента значительно выше подаваемого.

Подогрев подпиточной воды систем теплоснабжения в процессе ее противонакишковой и противокоррозионной обработки является неотъемлемой и существенной частью водоподготовки. Способ подогрева оказывает значительное влияние на качество и экономичность работы водоподготовительных установок.

Упростим изображенную на рис. 1 схему подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1 (рис. 10).

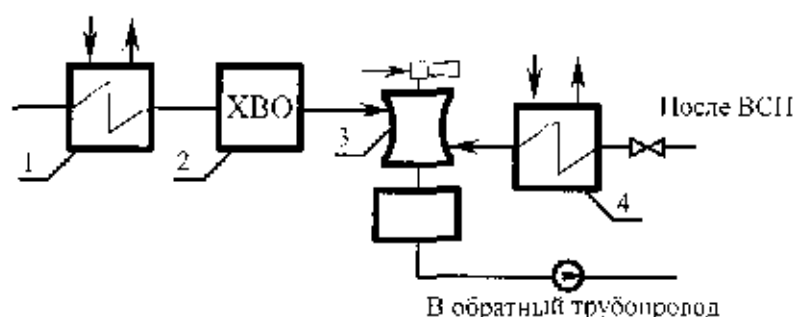


Рис. 10. Упрощенная схема подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1 г. Ульяновска: 1 - группа подогревателей исходной воды; 2 - узел умягчения; 3 - группа вакуумных деаэраторов подпиточной воды; 4 - группа подогревателей греющего агента вакуумных деаэраторов

В тепловую нагрузку водоподготовительной установки входят затраты теплоты на подогрев исходной воды перед умягчением и декарбонизацией, а также на подогрев перегретой воды, используемой в качестве греющего агента при вакуумной деаэрации.

В качестве греющего агента ВД используется вода из сетевого трубопровода после верхнего сетевого подогревателя (ВСП), которая догревается в подогревателе греющего агента паром производственного отбора турбины ПТ-60-130/13 или ПТ-80/100-130/13. Греющим агентом подогревателей исходной воды также служит пар производственного отбора.

Ранее автором проводилось исследование тепловой экономичности различных технологий подогрева потоков подпиточной воды теплосети [3]. В качестве исходных данных использовались данные технического проекта турбины Т-100-130 для зимнего режима работы ($p_{\text{пл}}=0.126$ МПа, $Q_{\text{т}}=186,08$ МВт, ТМТ-106063, лист 5). Результаты проведенных расчетов по величине удельной выработки на тепловом потреблении $\nu_{\text{теп}}$, кВт ч/М³, с использованием методики ВИШ, утвержденной Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России» в качестве основной для расчета энергетической эффективности технологий подготовки воды на ТЭЦ [2], показали, что использование пара производственного отбора для подогрева потоков подпиточной воды нельзя считать оправданным. Использование теплоты пара высокопотенциальных отборов сильно снижает экономичность ТЭС и приводит к значительному перерасходу топлива. Наибольшая удельная выработка на тепловом потреблении достигается при использовании низкопотенциальных отборов пара. Из рассмотренных в [3] вариантов наибольшая экономичность достигалась при подогреве исходной воды сетевой водой отобранной между нижним и верхним сетевыми подогревателями [4, 5] и использованием в качестве греющего агента вакуумного деаэратора сетевой воды после ВСП.

Для условий ТЭЦ-1 такие решения на данный момент являются невыполнимыми. Связано это с тем, что расчеты выполнялись для режима работы турбины с номинальными значениями основных параметров. В этом режиме температура сетевой воды на выходе из ВСП соответствовала $t_{\text{ВСП}}=103$ °С, что позволяло использовать сетевую воду в качестве греющего агента ВД. На ТЭЦ-1 температура сетевой воды в подающей магистрали в течение отопительного сезона не превышает $t_{\text{м}}=70$ °С и для использования ее в качестве греющего агента ВД необходим дополнительный подогрев.

Использовать наиболее экономичные варианты подогрева потока позиционной воды можно в случае применения байпасирования ВСП согласно решения [6]. Комбинация этих решений изображена на рис. 11. Это позволит стабильно поддерживать технологически оптимальную температуру греющего агента. Так, в период, когда температура сетевой воды должна поддерживаться менее 100°C , производить подогрев ее перед подачей в теплосеть только в нижнем сетевом подогревателе (НСП), а в ВСП нагревать до 100°C греющий агент для вакуумных деаэраторов. Это достигается использованием содержащегося задвижку байпаса ВСП и включением выхл/байпаса поключен после, а трибоповорот греющей среды до запорного нота в сетевой трибоповорот на выходе последнего запорного органа, при чем

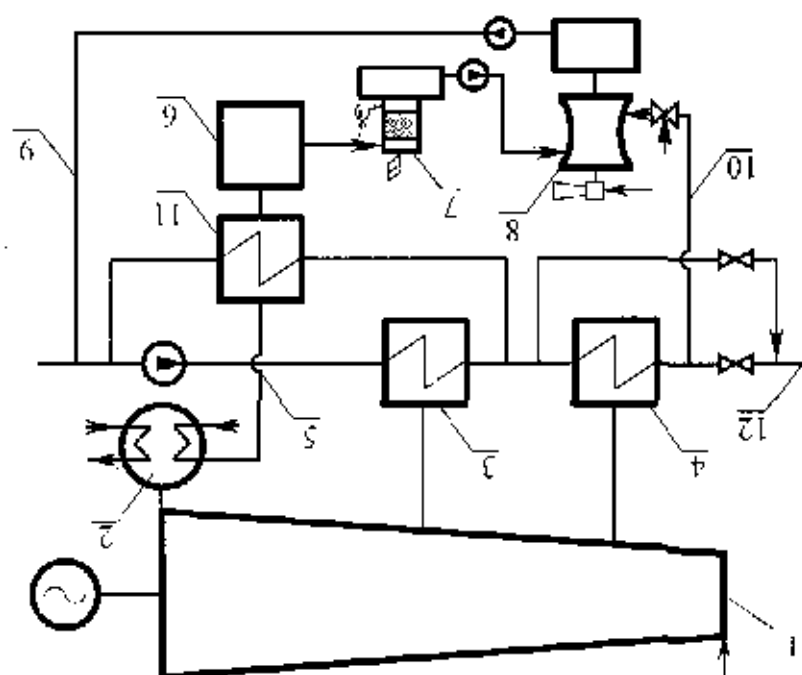


Рис. 11. Схема подогрева на ТЭЦ позиционной воды для открытых систем теплообменников: 1 - турбина; 2 - конденсатор; 3 и 4 - нижний и верхний сетевые подогреватели; 5 - трибоповорот исходной воды; 6 - вакуумный деаэратор; 7 - узел умягчения или енижения жесткости; 8 - вакуумный деаэратор; 9 - номинальный трибоповорот; 10 - трибоповорот; 11 - подогреватель исходной воды; 12 - подающий сетевой агент

Применить решение, изображенное на рис. 11, в условиях ТЭЦ-1 можно на турбоустановке Т-105/120-130 или Т-110/120-130, используя в качестве

первой ступени подогрева исходной воды встроенный пучок турбины, что дополнительно повысит экономический эффект.

Использование решения, изображенного на рис. 11, повысит энергетическую эффективность подогрева потоков подпиточной воды на ТЭЦ в результате перераспределения покрытия тепловой нагрузки в сторону наибольшего использования низконотенциальных отборов.

Так, для нагрева потока воды, отбираемого из сетевого трубопровода между НСП и ВСП на подогрев исходной воды, потребуется увеличение расхода пара на НСП. В случае если в сетевых подогревателях турбины нагреваются только потоки подпиточной воды, подогрев потока обратной сетевой воды возможен в сетевых подогревателях турбины Т-80/100-130/13 паром, ранее отбираемым из производственного отбора для подогрева исходной воды.

Экономия топлива за отопительный период на ТЭЦ-1 для последнего варианта распределения тепловой нагрузки составит 25072,5 тонн условного топлива при расходе подпиточной воды 1800 т/ч.

Выводы

1. Для обеспечения качества подпиточной воды теплосети необходимо поддержание требуемого для условий ТЭЦ-1 температурного режима водоподготовки.
2. Применение байпасирования ВСП, использование сетевой воды, отобранной между НСП и ВСП, для подогрева исходной воды и перераспределение покрытия тепловой нагрузки турбинами позволит значительно повысить энергетическую эффективность подогрева подпиточной и сетевой воды на ТЭЦ-1.

Список литературы

1. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. М.: СПО ОРГРЭС. 1996.
2. Шаронов В.И. Рекомендации по выбору схем теплофикационных установок с вакуумными деаэраторами. Утверждены 05.02.96 г. Департаментом науки и техники РАО «ЕЭС России». В сб. «Справочно-информационные материалы по применению вакуумных деаэраторов для обработки подпиточной воды систем централизованного теплоснабжения. М.: СПО ОРГРЭС. 1997. 20 с.
3. Шаронов В.И., Папушкин П.Б. Исследование тепловой экономичности новых схем подогрева потоков подпиточной воды теплосети // Вестник УлГТУ. 2001. № 2. С.100-107.

4. Патент № 2147356 RU. МПК⁷ F 24 D 3/10. Способ работы системы теплоснабжения/
В.И. Шарапов, П.Б. Пазушкин// Б.И. 2000. № 10.
5. Патент № 2148173 RU. МПК⁷ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/
В.И. Шарапов, П.Б. Пазушкин// Б.И. 2000. № 12.
6. А.с. 1366656 СССР, МКИ⁵ F 01 K 17/02. Тепловая электрическая станция/
В.И. Шарапов//Открытия. Изобретения 1988. № 2.

Содержание

Шарапов В.И.

Основные направления работы НИЛ «Теплоэнергетические
системы и установки» УлИ ТУ 3

Шарапов В.И.

Принципы управления технологическими процессами 8

Цюра Д.В.

Технологии управления процессами термической деаэрации
в теплоэнергетических установках 21

Кудинюв А.А.

Повышение эффективности работы вращающихся регенеративных
воздухоподогревателей 37

Левушкина Ю.В.

Математическая модель теплообмена в дымовых трубах
котельных агрегатов 46

Калмыков М.В.

Эксергетический анализ работы конденсационного теплоутилизатора
поверхностного типа 53

Орлов М.Е.

Совершенствование технологий обеспечения пиковой нагрузки
систем теплоснабжения 58

Орлов М.Е.

О применении пиковых сетевых подогревателей на ТЭЦ 70

Ротов П.В.

Технологии центрального регулирования нагрузки открытых
систем теплоснабжения на ТЭЦ 84

Ротов П.В.

Экономическая эффективность внедрения преобразователей частоты
в системах теплоснабжения 97

Сивухина М.А.

Разработка и исследование технологий обезжелезивания
и декарбонизации подпиточной воды..... 104

Сивухина М.А.

Методы оценки энергетической эффективности декарбонизаторов 122

Макарова Е.В.

Совершенствование схем вакуумной деаэрации добавочной
питательной воды котлов ТЭЦ 133

Малинина О.В.

Совершенствование технологий отвода выпара термических
деаэраторов 150

Мишина К.Н.

Об исследовании потерь удельной энергии в вибрирующем
трубопроводе 160

Ямлеева Э.У.

К анализу механизма насыщения деаэрированной воды коррозионно-
агрессивными газами в баках-аккумуляторах 170

Шмаков В.А.

Использование инжекторов в теплоэнергетических установках 175

Пазушкин П.Б.

Пути повышения энергетической эффективности и качества
подготовки подпиточной воды на ТЭЦ-1 183

Четвертая Российская научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности»

Четвертая Российская научно-техническая конференция «Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности» будет проведена 24-25 апреля 2003 г. в Ульяновском государственном техническом университете.

Организаторы конференции: Ульяновский государственный технический университет, Поволжское отделение Международной энергетической академии, Союз научных и инженерных общественных объединений Ульяновской области.

Оргкомитет конференции приглашает специалистов предприятий городского хозяйства, предприятий энергетики и промышленности, высших учебных заведений, научно-исследовательских и проектных организаций принять участие в работе конференции и заранее подготовить материалы для докладов и (или) для выставки, которая будет проводиться во время конференции.

Заявки и тезисы докладов или сообщений (3-4 страницы машинописного текста), которые Вы хотели бы сделать на конференции, просим направлять в адрес оргкомитета конференции до 1 декабря 2002 г. Материалы конференции будут опубликованы. Наиболее актуальные доклады будут рекомендованы к публикации в журналах «Научно-технический калейдоскоп» и «Энергосбережение в Поволжье». Участники конференции, желающие опубликовать доклады полностью в журналах, представляют одновременно с тезисами тексты докладов объемом до 8 страниц машинописного текста.

Финансирование конференции и издание материалов предполагается за счет оргвзносов предприятий-участников и индивидуальных участников. Для индивидуальных участников оргвзнос установлен в размере 280 руб. (за один доклад). Организационный взнос расходуется на переписку, издание материалов конференции, организацию конференции.

Предприятия и организации - участники конференции могут представить во время конференции образцы продукции и разработки по тематике энергосбережения.

Адрес Оргкомитета: 432027, Россия, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, 32, УлГТУ, кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция», e-mail tgvt@ulstu.ru

Председатель Оргкомитета: доктор техн. наук, профессор

Шарапов Владимир Иванович, ☎(8422) 43-90-91, 43-90-81.

Отв. секретарь: *Пазушкин Павел Борисович*, ☎(8422) 43-90-84.

Научное издание

Теплоэнергетика и теплоснабжение

Сборник научных трудов
научно-исследовательской лаборатории
«Теплоэнергетические системы и установки» УлГТУ

Компьютерная верстка *Е. В. Макаровой*

Изд. лиц. 020640 от 22.10.97. Подписано в печать с оригинал-макета 10.11.2002 .
Формат 60x84/16 . Бумага офсетная. Печать трафаретная. Усл. печ. л. 11,40.
Уч.-изд. л. 11,00. Тираж 80 экз. Заказ **2604**

Ульяновский государственный технический университет.
432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.

Типография Ульяновского государственного технического университета.
432027, г. Ульяновск, ул. Северный Венец, д. 32.